

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Konstrukční návrh napínacího zařízení pro testování
ozubených soukolí**

Design of a Tensioning Device for a Gears Test Facility

Student:

Bc. Tomáš Vrána

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Vrána**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Konstrukční návrh napínacího zařízení pro testování ozubených soukolí**
Design of a Tensioning Device for a Gears Test Facility

Zásady pro vypracování:

1. Na základě rešerše vyberte vhodný způsob realizace předepínacího krouticího momentu pro stávající zkušební stav s uzavřeným tokem výkonu určený pro zkoušky ozubených soukolí s maximálním zatížením o velikosti 400 Nm a otáčkách 1800 1 min⁻¹.
2. Navrhnete konstrukční řešení napínacího zařízení.
3. Proveďte potřebné pevnostní výpočty dílů napínacího zařízení.
4. Nakreslete sestavný výkres napínacího zařízení a dílenské výkresy vybraných dílů. Rozsah práce cca 80 stran.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů III. Převody*. Brno: VUT Brno, 1992, 267 s.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Technický průvodce 6. Části strojů – 2 svazek*. Praha: SNTL, 1990, 706 s. ISBN 80-03-00426-8.
MÁLIK, L.; KUČERA, L. *Mechanické, hydraulické a hydromechanické přenosy*. Žilina: Žilinská univerzita, 1999, 417 s. ISBN 80-7100-513-14.
MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Ostrava: Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-7225-051-5.
SVOBODA, J. *Planetové převody*. Praha: ČVUT Praha, 1998, 90 s. ISBN 80-01-01830-X.

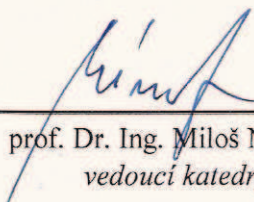
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

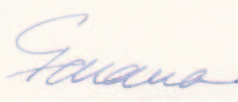
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 15.května 2011



.....

Bc.Tomáš Vrána

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím, s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15.května 2011



.....

Bc. Tomáš Vrána

Tyršova 615, 783 91 Uničov

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VRÁNA, T. *Konstrukční návrh napínacího zařízení pro testování ozubených soukolí*: diplomová práce. Ostrava: VŠB–Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 81 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem napínacího zařízení pro běhové testy ozubených soukolí v uzavřeném okruhu umístěném na VŠB-Technické univerzitě v Ostravě. V úvodu jsou navrženy možné varianty řešení napínacího zařízení. Na základě srovnání výhod a nevýhod navrhovaných řešení je vybrána nejvýhodnější varianta.

Zvolené řešení je dále na základě výpočtové dokumentace nadimenzováno. V návaznosti na tuto výpočtovou část je nakreslen vlastní sestavný výkres napínacího zařízení a potřebné výrobní výkresy. Nakonec je provedena kontrola zbývajících součástí napínacího zařízení. Výsledkem práce je kompletní návrh napínacího zařízení.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

VRÁNA, T. *Design of a Tensioning Device for a Gears Test Facility* : Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 81 p. Thesis head: prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.

Master thesis is dealing with a design of a tensioning device for a gears test facility in a confined space, which is located in VŠB – Technical University of Ostrava. The opening part of the thesis describes possible variations of settling the tensioning device. By comparing the advantages and disadvantages of these options, the most suitable option is selected.

Chosen options are further measured by documentation of calculating. After the measuring part, the actual technical drawing of the tensioning device and other necessary plans are made. At the end, the verification of the other parts of the tensioning device is made. The outcome of my thesis is a complex design for a tensioning device.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení	8
1 Úvod	10
2 Rešerše na téma únavové testy ozubených převodů a výběr vhodného způsobu napínacího zařízení	10
2.1 Popis únavy materiálu a únavových zkoušek	11
2.2 Běhové zkoušky převodovek	11
2.3 Výběr vhodného způsobu realizace	15
2.3.1 Rozbor řešeného zkušební okruhu	15
2.3.2 Požadavky na nový systém napínacího zařízení	17
2.3.3 Návrh druhů napínacích zařízení	17
2.3.4 Výběr vhodného způsobu realizace	20
3 Konstrukční návrh napínacího zařízení	22
3.1 Kinematika řešení	23
3.1.1 Odvození převodových poměrů planetové převodovky	24
3.1.2 Rychlosti jednotlivých členů mechanismu	28
3.1.3 Kontrola geometrie planetového ozubení	30
3.1.4 Silové řešení planetového mechanismu při maximálním předpětí	31
3.2. Rozbor vlastní konstrukce navrhovaného napínacího mechanismu	34
3.2.1 Studie místa pro konstrukci zařízení	34
3.2.2 Přehled dodavatelů strojních součástí	34
3.2.3 Návrh šnekového mechanismu	35
3.2.4 Silové řešení šnekového mechanismu při maximálním předpětí	44
3.2.5 Volba hydromotoru	46
3.2.6 Návrh tuhé hřídelové spojky	47
3.2.7 Návrh spojení věnce šnekového kola s tělesem šnekového kola	49
3.2.8 Návrh rámu uchycení a uchycení hydromotoru	53
4 Pevnostní kontrola součástí	56
4.1. Pevnostní kontrola napínacího zařízení	56
4.1.1 Kontrola šnekového hřídele	56
4.1.2 Kontrola kuličkového ložiska	60
4.1.3 Kontrola drážkovaných spojení	61
4.2 Pevnostní kontrola součástí planetového převodu	63
4.2.1 Kontrola hřídele šnekového kola	63

4.2.2	Kontrola ložisek planetového převodu	69
4.2.3	Pevnostní kontrola svarů na hřídeli šnekového kola	71
4.2.4	Kontrola ozubených kol planetové převodovky	74
5	Závěr	75
6	Použitá literatura a elektronické dokumenty	76
7	Seznam obrázků	78
8	Seznam příloh	80
9	Seznam tabulek	81

Seznam použitého značení

A	Reakce v místě uchycení	[N]
B	Reakce v místě uchycení	[N]
C	Dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	Statická únosnost ložiska	[N]
F	Síla	[N]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_H	Součinitel zatížení na ohyb	[-]
K_V	Součinitel nerovnoměrného rozložení zatížení	[-]
K_h	Poměrná šířka věnce ozubeného kola	[-]
K_{ha}	Součinitel rozdělení zatížení	[-]
$K_{h\beta}$	Poměrná šířka věnce ozubeného kola	[mm]
L	Délka hřídele	[mm]
M_k	Krouticí moment	[N.m]
M_o	Ohybový moment	[N.m]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
Re	Mez kluzu zvoleného materiálu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti zvoleného materiálu	[MPa]
S	Plocha	[mm ²]
S_h	Součinitel bezpečnosti pro ozubená kola	[-]
S_{sat}	Počet satelitů	[-]
W_k	Modul odporu průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul odporu průřezu v ohybu	[mm ³]
Y_F	Součinitel tvaru zubu	[-]
Y_β	Součinitel tvaru zubu	[-]
Z	Počet zubů	[-]
Z_d	Počet drážek	[-]
Z_h	Upravený součinitel tvaru zubů	[-]
Z_m	Součinitel materiálu	[-]
a	Osová vzdálenost	[mm]
b	Šířka ozubeného kola	[mm]
c	Jednotková hlavová vůle	[-]
d	Průměr	[mm]
f	Součinitel tření	[-]

g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
i	Převodový poměr	[-]
k	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_3	Převodní součinitel dle ČSN 05 0120	[-]
l	Délka věnce šneku	[mm]
m	Modul	[mm]
n	Otáčky	[1/s]
r	Poloměr	[mm]
v	Rychlost	[m/s]
y	Průhyb	[mm]
Θ	Součinitel deformace šneku	[-]
α	Úhel stoupání ozubených kol	[°]
$\alpha_{n\dot{s}}$	Součinitel koncentrace napětí	[-]
β	Koeficient přídavného krutu	[-]
γ	Úhel stoupání	[°]
δ	Úhel mezi satelity	[°]
η	Účinnost	[-]
σ	Normálové napětí	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
φ	Úhel tření	[°]
ω	Úhlové zrychlení	[Rad/s ²]

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá problematikou návrhu napínacího zařízení pro stávající zkušební zařízení určené k běhovým testům ozubených soukolí v uzavřeném okruhu. Ozubená soukolí jsou strojní součásti namáhané na únavu, která se u nich projevuje především únavovým ohybovým lomem a kontaktní únavou. Běhové testy převodovek jsou významné pro určování životnosti ozubených soukolí v závislosti na konkrétních nasimulovaných podmínkách.

Napínací zařízení vyvozuje ve zkušebních strojích potřebný zkušební krouticí moment. Stávající napínací zařízení v již sestrojeném zkušebním okruhu je navrženo na podstatně nižší požadovaný krouticí moment než je moment nově požadovaný. Práce obsahuje krátkou rešerši popisující funkci zkušebního stroje, funkci jednotlivých strojních celků, požadavky na nový způsob napínání a druhy napínacích zařízení. Součástí práce je kompletní návrh nového napínacího zařízení podložený výpočty nových dílů a výkresová dokumentace nového návrhu. Cílem práce je zvolit nový způsob napínání vhodný pro větší zatížení, na základě výpočtů provést konstrukční návrh nového stroje a pevnostně zkontrolovat všechny díly pro stanovené zátěžné spektrum.

2 Rešerše na téma únavové testy ozubených převodů a výběr vhodného způsobu napínacího zařízení

Úkolem této části diplomové práce je na základě rešerše vybrat vhodný způsob realizace předepínacího krouticího momentu pro stávající zkušební stav s uzavřeným tokem výkonu. Úvodem jsou krátce popsány vlastní únavové zkoušky prováděné na zařízení. Je proveden technický rozbor zařízení s uzavřeným tokem výkonu, které je předmětem diplomové práce a jsou popsány jeho výhody proti klasickému zkušebnímu zařízení. V následující části je nejprve provedený vlastní rozbor zadání a seznámení se s konkrétním zadaným technickým problémem a také jsou uvedeny jednotlivé způsoby možnosti vyvození konstrukce napínacích zařízení. Výsledkem je výběr nejvhodnějšího způsobu a schéma konstrukce nového zařízení.

2.1 Popis únavy materiálu a únavových zkoušek

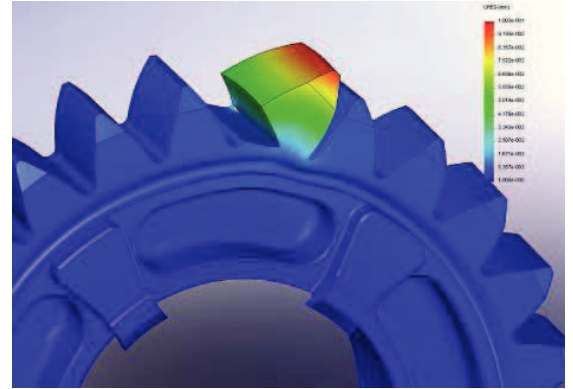
U všech strojních součástí často dochází k poruchám i při zatížení, které se ani zdaleka neblíží zatížení dovolenému. Tyto poruchy vznikají vlivem takzvané „únavy materiálu“. Součást je zatěžována určitým typem zatížení po určitý počet cyklů. V součásti se nakumulují nejprve malé dislokace. Po čase se objeví hlavní (magistrální) trhlinka s plastickou oblastí. Ta dál pokračuje součástí, až dojde k prasknutí součásti nebo odlomení její části. Ozubená kola soukolí v tomto ohledu nejsou žádnou výjimkou. Jedná se o velmi namáhané strojní součásti, které mohou být zatížené vysokými silami a velkými otáčkami. Proto si při zkoušení nevystačíme jen s klasickými napět'ovými testy, ale potřebujeme provádět komplexní únavové testy ozubených soukolí.

Ozubená soukolí a převody obecně jsou cenově velice nákladná zařízení. Navíc je veliké riziko, že při jejich poškození se zničí i další části stroje. Rovněž únavové zkoušky těchto zařízení jsou drahé. Z těchto důvodů se únavové testy doporučují především ke zkoušení ozubených soukolí, u nichž se předpokládá výroba ve větších sériích. Ozubená soukolí se zkoušejí i v případech, že byl použitý nestandardní druh ozubení nebo nová technologická úprava. Se zkušebním zařízením, určeným k jejich kontrole, se pak můžeme setkat zejména v podnicích specializujících se na výrobu převodovek (např. PSP Pohony) nebo ve výzkumných zařízeních a na univerzitách (např. VŠB-TU Ostrava).

Testy soukolí by se měly co nejvíce přiblížit jejich skutečnému provozu. Hlavně by se měly dodržet podmínky ovlivňující vznik únavových lomů. Celé zkušební zařízení pak musí být navrženo tak, aby tyto podmínky dokázalo co nejlépe nasimulovat.

Obvyklá poškození ozubených soukolí:

- porucha zubu lomem - ozubená kola jsou namáhána ohybem v patě zubu a míjivým cyklem. Díky tomu může v patě zubu vzniknout klasický únavový lom.
- pitting (dolíčkování) - jedná se o únavu povrchu vlivem kontaktního Hertzova tlaku. Projevuje se vylupováním částeczek z ozubeného kola. Jedná se o nejčastější poškození ozubených soukolí [5].



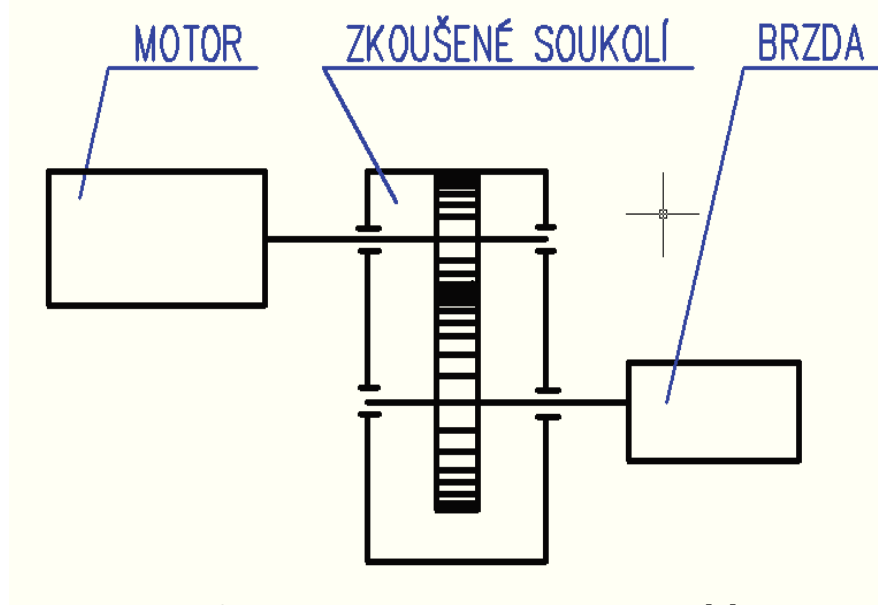
Obr.1 Ozubené kolo poškozené pittingem a lomem [9]

2.2 Běhové zkoušky převodovek

Hlavní typy zkoušení ozubeného kola jsou:

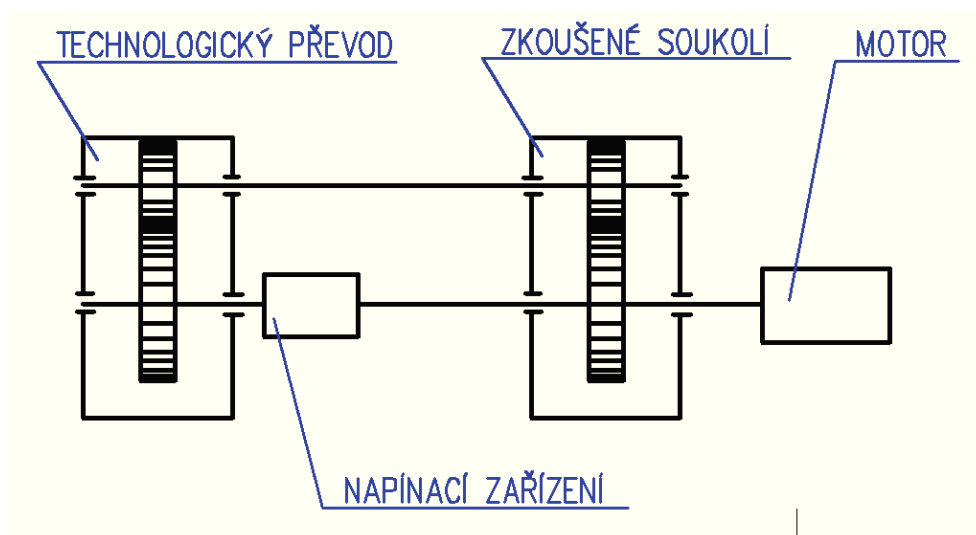
- pulsátorové - zatěžuje se proměnným cyklem s malým dolním napětím. Zkouší se únava v ohybu.
- běhové - ozubené soukolí je zatěžováno krouticím momentem. Zkouší se do poruchy lomem zubu nebo pittingem. Zkoušky mohou být v otevřeném či uzavřeném okruhu, jejichž schéma je patrné na obrázcích č.2 a č.3.

1. Zkoušky v otevřeném okruhu:



Obr. 2 Zkoušky v otevřeném okruhu [5]

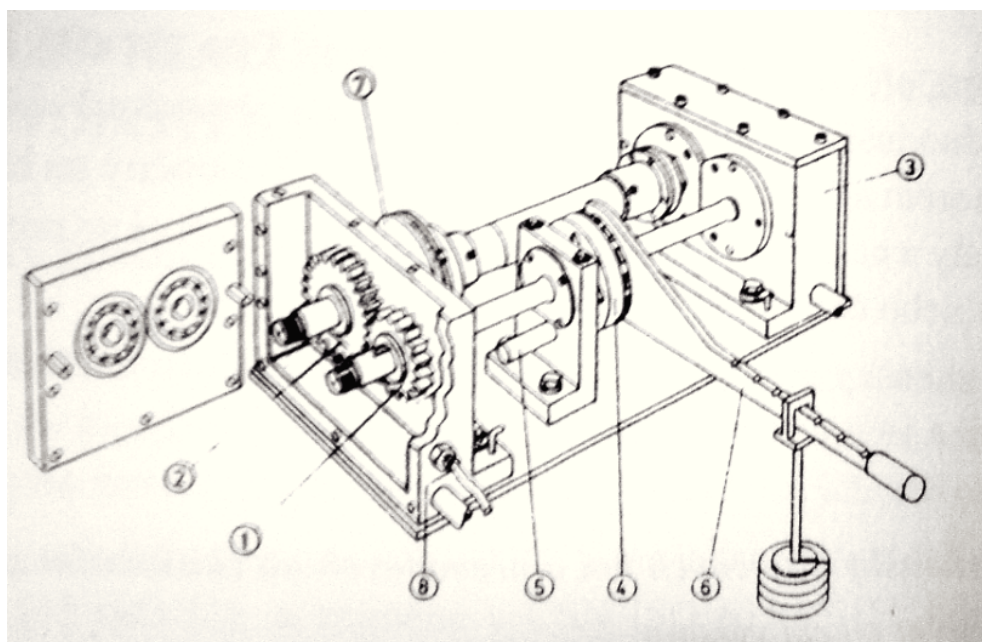
2. Zkoušky v uzavřeném okruhu:



Obr.3 Zkoušky v uzavřeném okruhu [5]

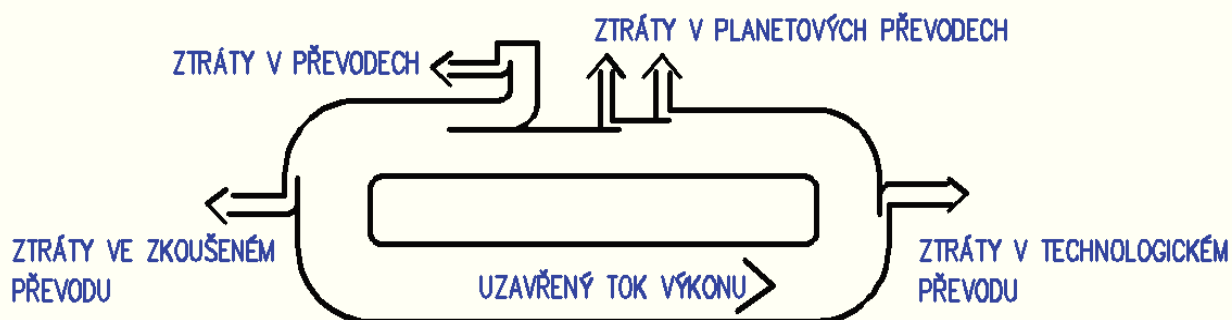
Popis:

Princip zkušebního okruhu s uzavřeným tokem výkonu využil poprvé prof. Niemann. Zkušební okruh tvoří dvě totožné převodové skříně spojené hřídelí. Odtud se tomuto způsobu říká zkoušení v uzavřeném okruhu. Napětí v systému tu nevyvozuje brzda, jak tomu bylo v okruhu otevřeném, nýbrž speciální napínací zařízení. Poslední částí je motor sloužící ke krytí třecích ztrát v systému. Reálné fotografie zkušebních okruhů jsou uvedeny na obrázku č.6.



Obr. 4 Niemannův zkušební okruh [7]

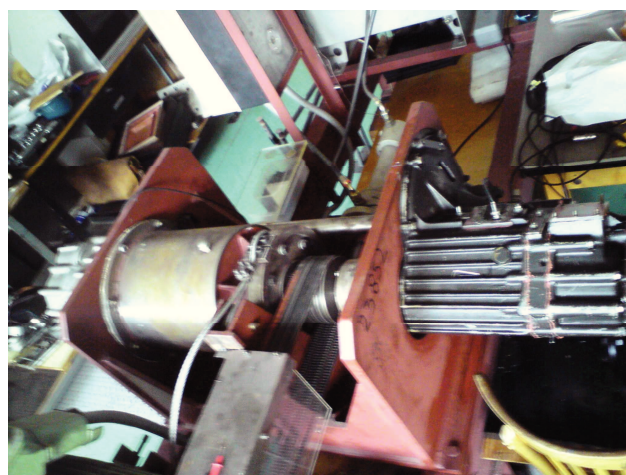
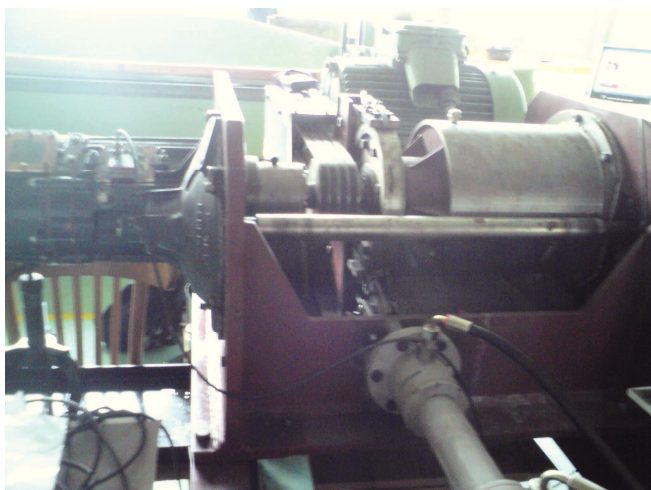
Hlavním rozdílem proti zkouškám v otevřeném okruhu je to, že se výkon neztrácí v brzdě, nýbrž je uzavřen ve zkušebním okruhu se stálým napětím. Vlastní motor pak může do zařízení vpravovat pouze minimální výkon sloužící pouze ke krytí ztrát zařízení a dosažení požadovaných otáček. Schéma toku výkonu ve stroji a znázornění jednotlivých ztrát je ukázáno na obrázku č.5.



Obr. 5 Uzavřený tok výkonu ve stroji [7]

Výhody proti zkouškám v otevřeném okruhu - menší energetická náročnost, možnost realizace programové zkoušky se změnou zatížení, realizace velkých zatížení a zkoušení dvou agregátů najednou.

Nevýhody proti zkouškám v otevřeném okruhu - složitá výroba, malá univerzálnost, technologický převod je zkoušen na opačnou stranu zubů než zkušební [5].

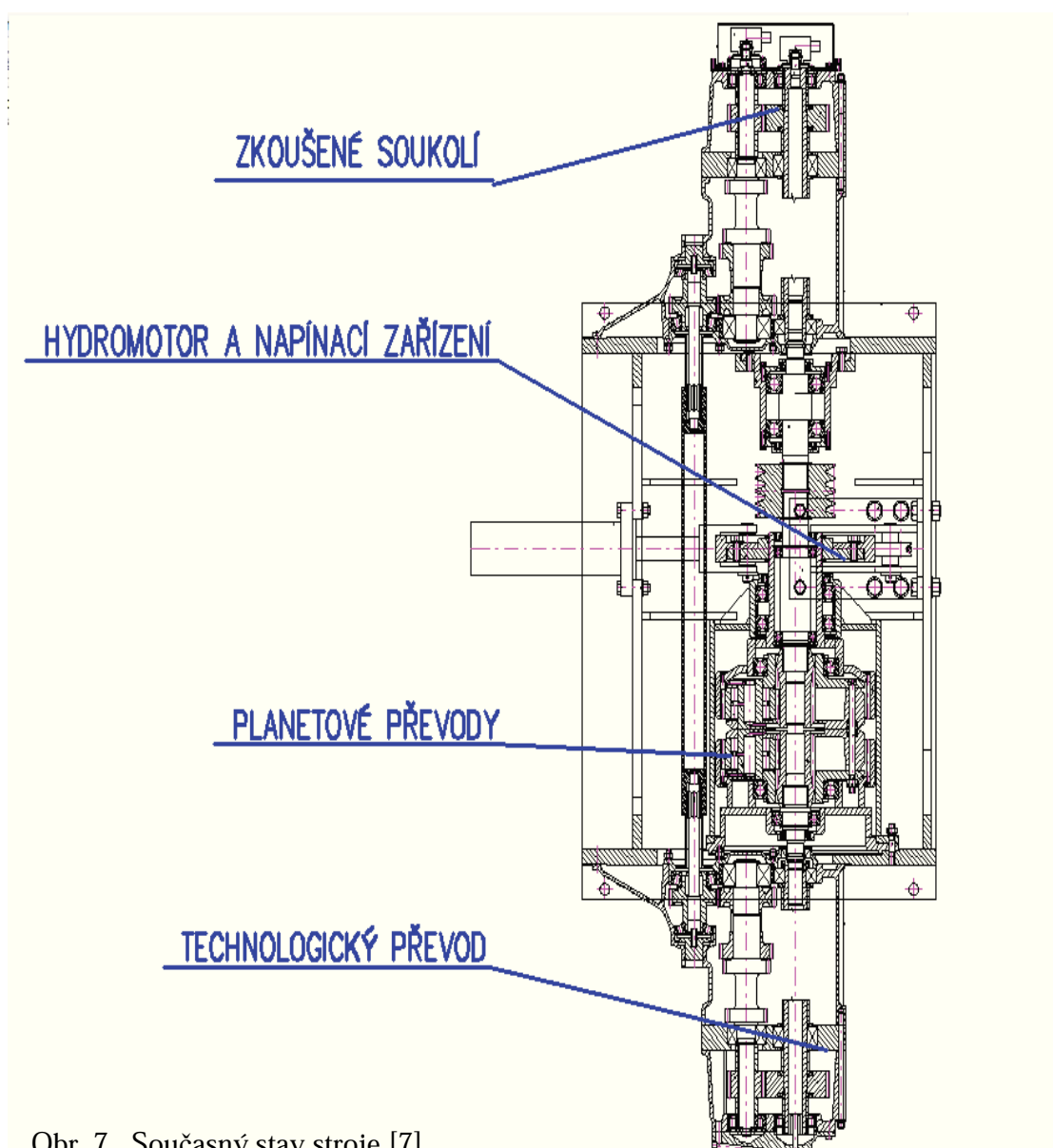


Obr. 6 Fotografie zařízení pro běhové zkoušky na VŠB - TU Ostrava

2.3 Výběr vhodného způsobu realizace

2.3.1 Rozbor řešeného zkušebního okruhu

V této kapitole je popsán současný stav a faktory ovlivňující výběr nového způsobu napínání. Napínací zařízení je řešeno pro Katedru částí a mechanismů strojů na VŠB-TU v Ostravě. Zařízení je kusový výrobek vyrobený speciálně pro potřeby katedry a je již nějakou dobu v provozu. Jedná se o uzavřený zkušební okruh a slouží pro běhové testy převodovek a ozubených soukolí s požadavkem na změnu velikosti krouticího momentu v průběhu zkoušky.



Obr. 7 Současný stav stroje [7]

Na obrázku č. 7 je znázorněn současný stav stroje. Jeho hlavní části jsou technologický a zkušební převod, planetové převody a přímočarý hydromotor.

1. Technologický převod

Technologický převod je část stroje, sloužící k uzavření toku výkonu. Jedná se o převodovou skříň stejných parametrů jaké má skříň zkušební, což zaručí správný chod stroje. Za určitých podmínek je možné technologický převod nahradit druhou zkušební skříní a zkoušet dvě sestavy naráz. Nesmíme ale zapomínat na to, že technologický převod je zkoušen na opačnou stranu zubů než zkušební převod.

2. Zkušební převod

Jedná se o vlastní zkoušenou převodovou skříň (soukolí). Napětí mezi zuby vyvozuje napínací zařízení přes planetový převod. Vlastní požadované otáčky poté do zařízení vnese přes klínový řemen elektromotor.

3. Planetové převody

Slouží především k přenosu a vyvození napětí. Napínací zařízení pootočí „volné“ korunové kolo (PL_1) k druhému korunovému kolu (PL_2) s určitou silou. Tato síla vůči sobě pootočí v opačném smyslu i planetová kola. Planetová kola pak vnesou napětí na jednotlivé hřídele a ty pak do celého zkušebního okruhu.

4. Hydromotor a napínací zařízení

Poslední částí zařízení je hydromotor a napínací zařízení. Hydromotor vyvozuje v zařízení snadno měnitelné napětí. V našem případě je použit přímočarý hydromotor. Obecně lze v závislosti na konstrukčních požadavcích použít i hydromotor rotační. Napínací zařízení přenáší předpětí vyvozené hydromotorem na volné korunové kolo v planetové převodovce. Hlavním kritériem pro volbu je požadovaná velikost předpětí. Zde je řešeno napínání pomocí systému kladek. Konstrukce tohoto zařízení je hlavním předmětem diplomové práce.

2.3.2 Požadavky na nový systém napínacího zařízení

Na agregátu se plánují testovat ozubená soukolí s prodlouženým trváním záběru. Jedná se o více hladinové zkoušky, jelikož zatížení převodovek je úměrné druhu provozu. Prvním požadavkem na napínací zařízení je, aby byla zachována možnost měnit předpětí v systému v průběhu zkoušky za využití hydraulické jednotky. Z důvodu, že se jedná o kusový výrobek, musíme se snažit všechny díly napínacího zařízení poskládat z pokud možno normalizovaných dílů. Zároveň je třeba přihlédnout k vybavení a možnostem pracoviště. Nemůžeme tedy počítat s odlitky ani výkovky, většinu nových dílů budou tvořit svařence či obrobky. Musíme se rovněž snažit zachovat co nejvíce současných dílů. Při konstruování mám především dodržet vymezený prostor daný rámem stroje a popřípadě se pokusit navázat na výstup z planetového převodu a na hydraulické zařízení. Výhodné by bylo nalézt takové řešení, že by byl zachován i přímočarý hydromotor (to ale nejspíš nebude možné).

2.3.3 Návrh druhů napínacích zařízení

Napínací zařízení umožňuje vyvození předpětí ve zkoušených ozubených kolech tím, že proti sobě pootočí dva hřídele v uzavřeném okruhu. Vzniklé předpětí se poté šíří po celém stroji. Předpětí lze nastavit v okruhu s uzavřeným tokem výkonu dvěma způsoby:

- fixačně - nelze změnit smysl ani směr kroutícího momentu během průběhu životnostní zkoušky. Tento způsob je zejména vhodný pro jedno hladinové zkoušky.
- flexibilně - vždy lze změnit velikost a směr kroutícího momentu během zkoušky, v některých případech lze změnit současně také smysl působení kroutícího momentu. Tento způsob je vhodný pro programové zkoušky.

Možností napnutí je mnoho, ne všechny by ale vyhovovaly nárokům na prostor a přenášený výkon. Dále jsou uvedeny pouze ty, které je možné použít pro účely této diplomové práce.

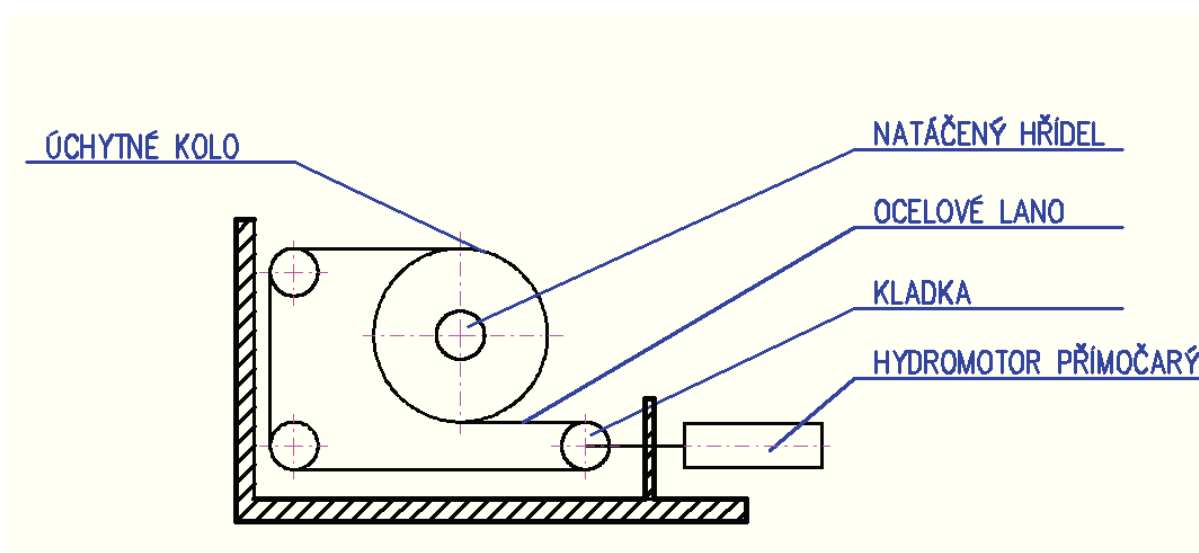
Druhy napínacích zařízení

Varianta I. - páka se závažím

U této varianty se na páku dá závaží, které vyvodí požadovaný krouticí moment. Ten se po změření zafixuje v zařízení pomocí vhodného upínacího zařízení. Jedná se o zařízení pro fixační způsob vyvození předpětí. Schéma odpovídá obrázku č. 4 - Niemannův zkušební okruh.

Varianta II. - systém kladnic

Toto řešení je v současném stavu. Vyvození předpětí je realizováno pomocí napínacích lan.



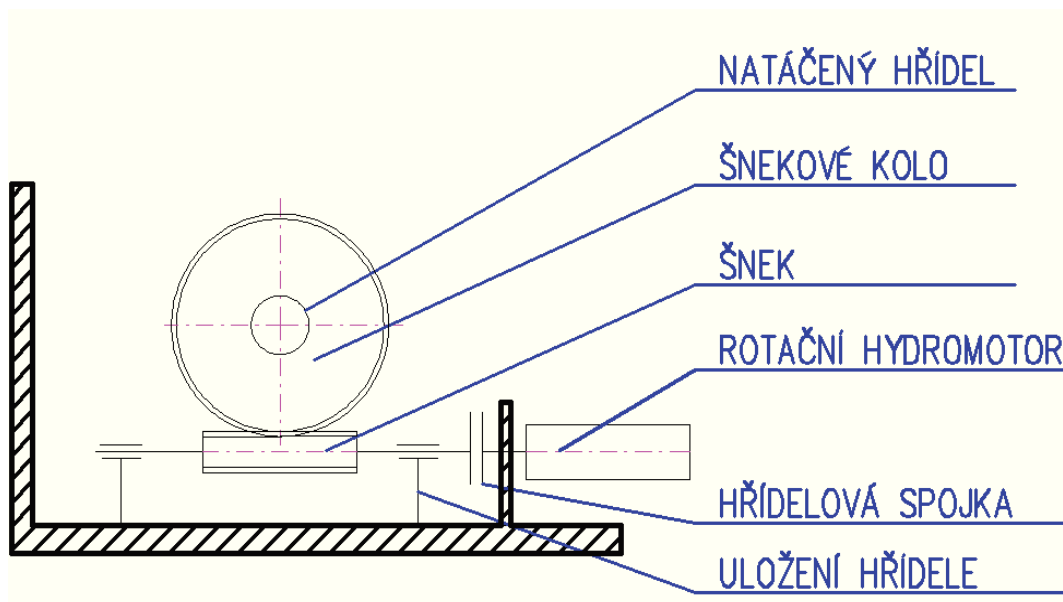
Obr. 8 Schéma - varianta II.

Výhody - možnost po pevnostní kontrole použít stávající přímočarý hydromotor a zbývající části zařízení.

Nevýhody - řešení je vhodné spíše pro menší síly. Vyžadovalo by značné úpravy a kontrolu stávajících součástí. Výsledné řešení by nejspíš nebylo konstrukčně vhodné.

Varianta III. - napínání ozubením – šnekové kolo

Je to často realizované řešení pro větší kroutící momenty. Napínání je realizováno přes šnekový převod.



Obr. 9 Schéma - varianta III.

Výhody - časté řešení pro přenos velkých sil. Je to spolehlivé řešení s možností plynule měnit zatížení. Převod je samosvorný.

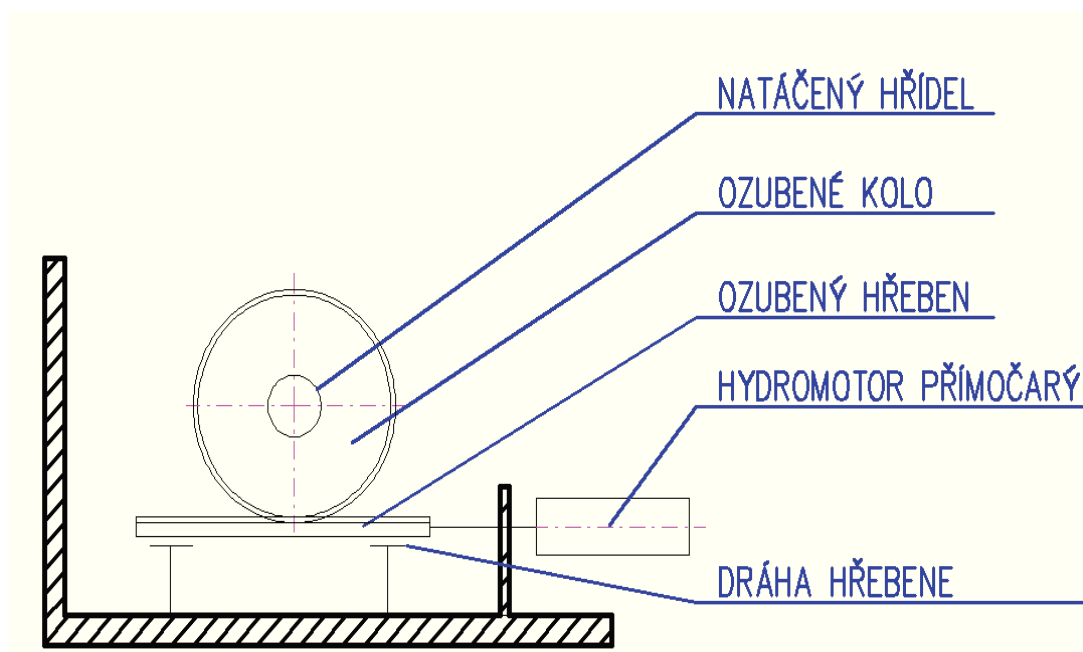
Nevýhody - potřeba pořídit rotační hydromotor nebo jiný rotační pohon.

Varianta IV. - napínání ozubením – ozubený hřeben

V této variantě by napínání bylo řešeno přes ozubené kolo a ozubený hřeben.

Výhody - možnost po pevnostní kontrole použít stávající přímočarý hydromotor.

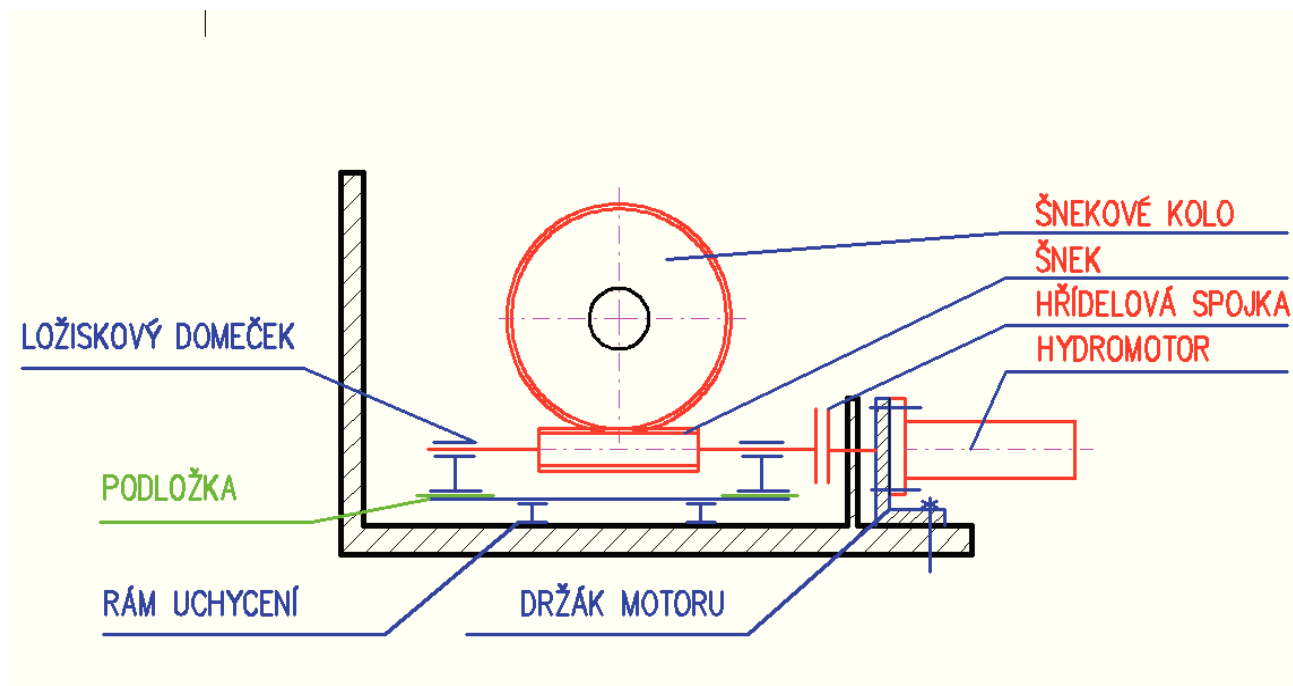
Nevýhody - převod není samosvorný, v hydromotoru by se musel po dlouho dobu udržovat tlak.



Obr. 10 Schéma - varianta IV.

2.3.4 Výběr vhodného způsobu realizace

Pro další řešení byla zvolena varianta III. - napínání ozubením – šnekové kolo. Tato varianta je z uvažovaných variant nejvhodnější, vybrané řešení je vhodné pro přenos velkých sil a programové zkoušky. Uvedený způsob je také často uveden v dostupné technické literatuře. Nevýhodou zůstává nutnost pořídit rotační hydromotor.



Obr. 11 Předběžné schéma zvoleného řešení

Prvky pohonu (červené):

Šnek a šnekové kolo - přenáší krouticí moment na vstupní hřídel do planetové převodovky.

Tuhá hřídelová spojka - spojuje hřídel hydromotoru ze šnekem.

Hydromotor - rotační hydromotor vyvozuje napínací krouticí moment.

Prvky uchycení motoru k rámu stroje (modré a zelené)

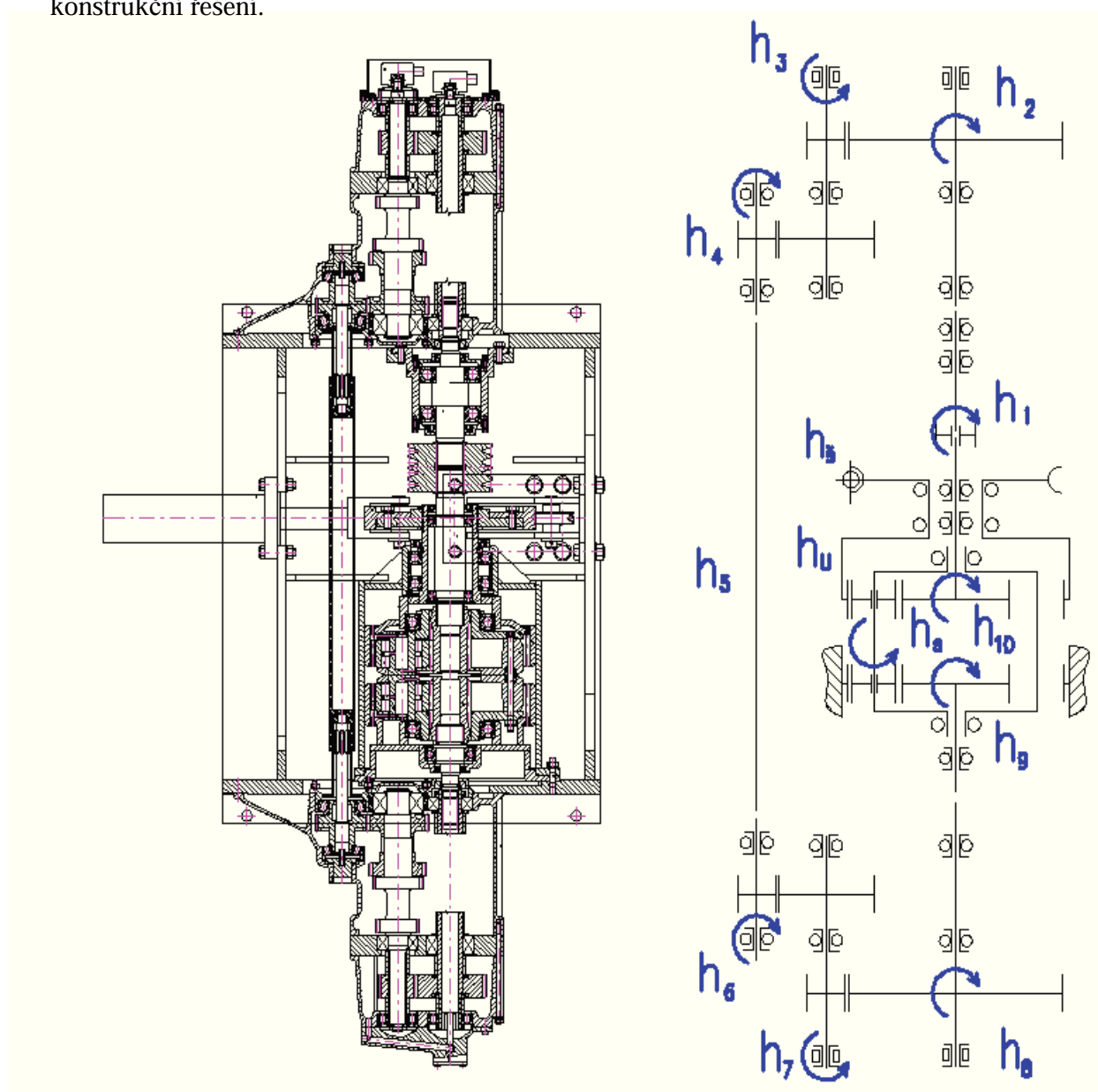
Ložiskové domečky - kupované uložení valivých ložisek.

Rám uchycení - železná deska ustavuje domečky do požadované polohy, přenáší axiální a radiální síly na rám stroje.

Držák motoru - montáž nového hydromotoru na stávající zařízení by byla obtížná – problémy s místem a další úpravy vyžádané typem motoru. Z těchto důvodů se nový motor přimontuje na držák motoru.

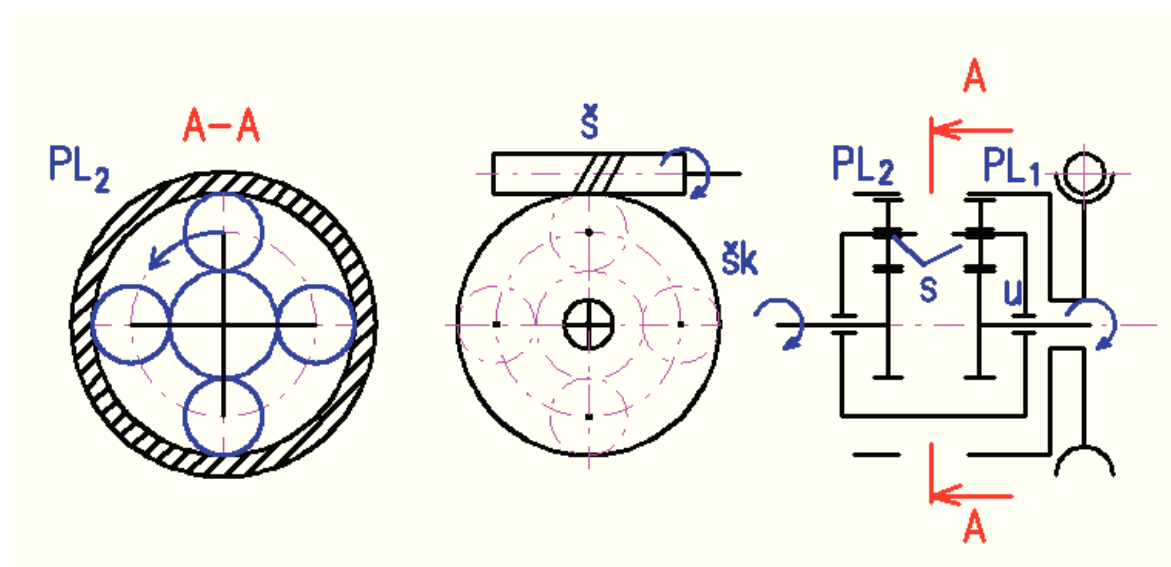
3 Konstrukční návrh napínacího zařízení

Tato část diplomové práce pojednává především o návrhu a konstrukci jednotlivých částí vlastního napínacího zařízení. Je zde rozebrána kinematika a dynamika vlastního napínacího zařízení, zobrazeného na obrázku č.12 a č.13, potřebná pro návrhy strojních součástí. Následně je navrženo vlastní napínací zařízení. Cílem této kapitoly je na základě výpočtů navrhnout šnekový převod, hydromotor a zbývající strojní části nutné k zajištění požadovaného krouticího momentu ve zkoušené převodovce. Výsledkem je konečné konstrukční řešení.

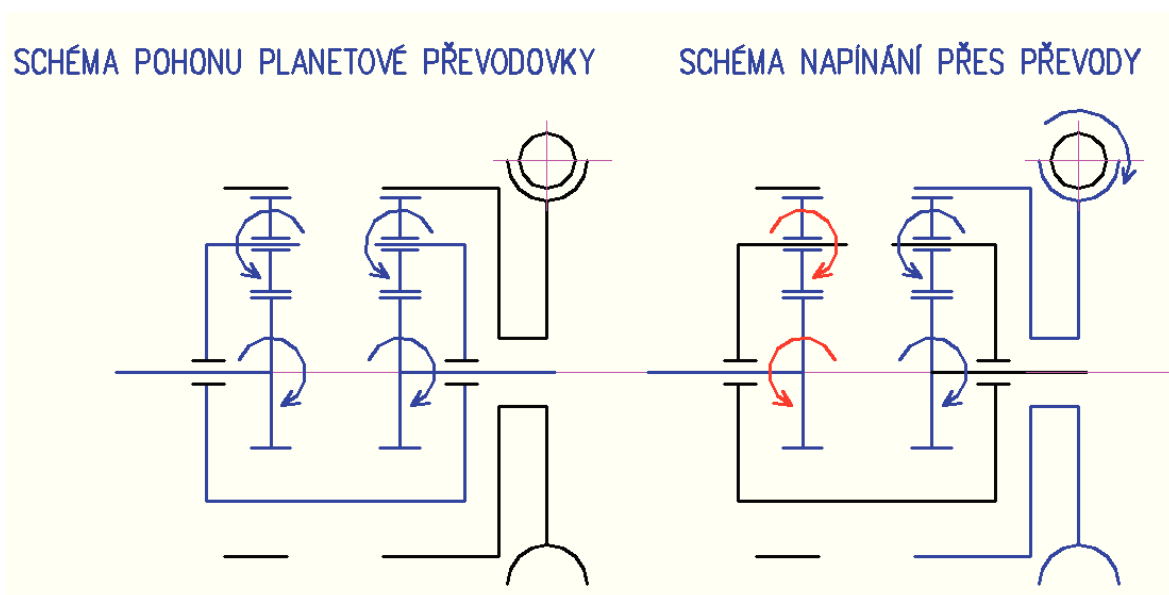


Obr. 12 Výpočtové schéma stroje a označení jednotlivých hřídelů

3.1 Kinematika řešení



Obr. 13 Schéma planetových převodů a šneku

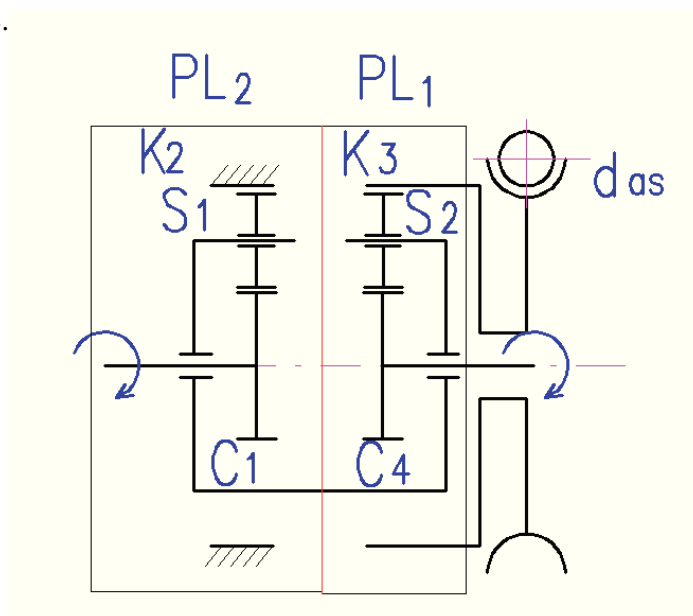


Obr. 14 Rozložení pohybů v planetové převodovce - modře zbarvené je soukolí v pohybu

Při toku výkonu (otáček) přes převody je rychlost obou korunových kol nulová. Planetová převodovka má celkový převod rovný jedné, plní pouze funkci pevné hřídelové spojky. Při napínání přes převody dochází k teoretickému pootočení jednoho korunového kola a hřídele vůči druhému. Druhý hřídel se svým satelitem má tendenci se také pootočit, což ale není možné, jelikož druhé korunové kolo zůstává nehybné. Tím dochází k vyvození kroutícího momentu šířícího se systémem. Při chodu stroje dochází k oběma pohybům současně obr. č. 14.

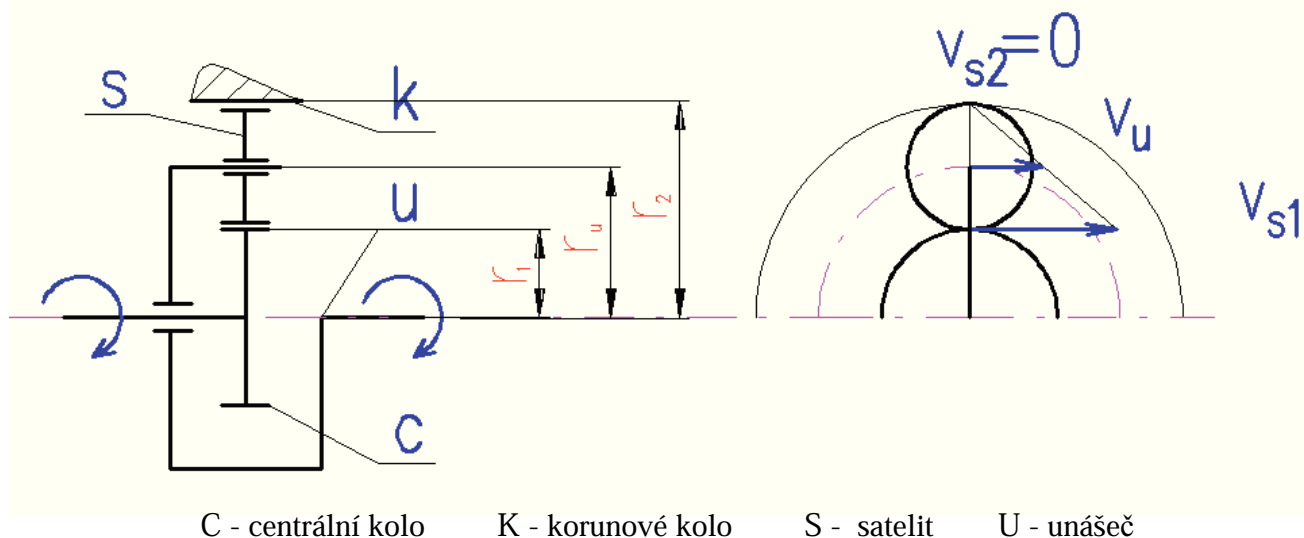
3.1.1 Odvození převodových poměrů planetové převodovky

Celkový převodový poměr planetové převodovky je složen ze dvou totožných planetových převodů a je znázorněn na obrázku č.15. U prvního se bere jako hnací člen hřídel a u druhého unášec.



Obr. 15 Celkové rozdělení planetové převodovky

- V_{s1} Obvodová rychlost centrálního kola (C)
- r_1 Střední poloměr centrálního kola (C)
- ω_1 Úhlová rychlost centrálního kola (C)
- ω_u Úhlová rychlost unášече (U)
- v_u Obvodová rychlost unášече (U)
- r_u Střední poloměr unášече (U)
- r_2 Střední poloměr korunového kola (K)
- i_{1u}^2 Převodový poměr pro planetu s brzděným korunovým kolem.
- Z_1 Počet zubů centrálního kola (C) $Z_1 = 18$
- Z_2 Počet zubů korunového kola (K) $Z_2 = 78$
- ω_2 Úhlová rychlost korunového kola (K)
- ω_4 Úhlová rychlost druhého centrálního kola (C)
- r_s Střední poloměr satelitu (S)



Obr. 16 Planeta s brzděným korunovým kolem [10]

Převodový poměr v první a druhé části převodovky:

$$i_{1u}^2 = \frac{\omega_{C1} - \omega_{k2}}{\omega_u - \omega_{k2}}, i_{u4}^2 = \frac{\omega_u - \omega_{k2}}{\omega_{C4} - \omega_{k2}} = \frac{\omega_u - \omega_{k2}}{\omega_{C1} - \omega_{k2}} \quad (1)$$

Pro úhlovou rychlost korunového kola rovnou nule je možné odvodit vztahy:

$$V_{s1} = r_1 \cdot \omega_{C1} \quad V_u = r_u \cdot \omega_u = \frac{V_{s1}}{2}$$

$$i_{1u}^2 = \frac{\omega_{C1}}{\omega_u} = \frac{2 \cdot r_u}{r_1} = 1 + \frac{r_2}{r_1} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2)$$

Odvození převodového poměru druhého převodu:

$$i_{1u}^2 = 1 + \frac{Z_2}{Z_1}, \quad i_{u4}^2 = 1 + \frac{Z_2}{Z_4}, \quad i_{1u}^2 = \frac{1}{i_{u1}^2} \quad (3)$$

$$i_{u4}^2 = \frac{1}{i_{1u}^2} = \frac{1}{1 + \frac{Z_2}{Z_1}}$$

Celkový převodový poměr:

$$i_{14}^2 = i_{1u}^2 \cdot i_{u4}^2 = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right)} = 1 \quad (4)$$

i_{u4}^2 převodový poměr pro planetu s brzděným korunovým kolem, kde je jako hnací

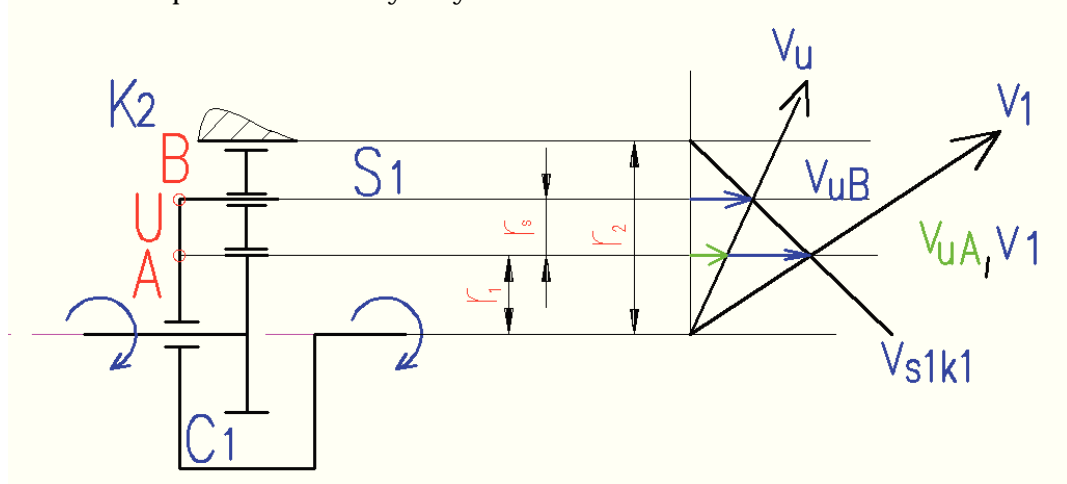
člen uvažován unášeč

i_{1u}^2 převodový poměr pro planetu s brzděným korunovým kolem, kde je jako hnací člen uvažováno centrální kolo

Výpočet převodového poměru první části planetového převodu:

$$i_{1u}^2 = \frac{\omega_{C1}}{\omega_u} = \frac{2 \cdot r_u}{r_1} = 1 + \frac{r_2}{r_1} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} = 1 + \frac{78}{18} = 5,333 \quad (5)$$

Pro lepší představu o rychlostních poměrech v tělese převodovky byl převodový poměr odvozen rovněž pomocí obvodových rychlostí.



Obr. 17 Schéma rychlostí jednotlivých členů

Převod v první části planetové převodovky:

Nejprve provedeme rozbor rychlosti v bodě A a B.

$$\text{A: } i_{1u}^3 = \frac{\omega_{C1}}{\omega_u} = \frac{\omega_{C1}}{\omega_u} \cdot \frac{r_1}{r_1} = \frac{V_1}{V_{uA}} \quad (6)$$

Ze schématu rychlostí a podobnosti trojúhelníků vyplývají tyto rovnice:

$$\frac{V_{uB}}{V_{uA}} = \frac{r_1 + r_s}{r_1} \quad \frac{V_1}{V_{uB}} = \frac{r_s + r_s}{r_s} \quad (7)$$

Pomocí následných úprav odvodíme dosazováním výše zmíněných rovnic převodový poměr:

$$\begin{aligned} i_{1u}^2 &= \frac{V_1}{V_{uB}} \cdot \frac{V_{uB}}{V_{uA}} = \frac{r_s + r_s}{r_s} \cdot \frac{r_1 + r_s}{r_1} = \frac{r_1 \cdot r_s + r_1 \cdot r_s + r_s^2 \cdot r_s^2}{r_1 \cdot r_s} = \frac{r_1 \cdot r_s}{r_1 \cdot r_s} + \frac{r_s \cdot (r_1 + r_s + r_s)}{r_1 \cdot r_s} = 1 + \frac{r_2}{r_1} \\ &= 1 + \frac{r_2}{r_1} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} \end{aligned} \quad (8)$$

Převod v druhé části planetové převodovky:

Obdobně lze odvodit převodový poměr na druhé části převodovky. Nejprve provedeme rozbor rychlosti v bodě A a B.

$$\mathbf{A:} \quad i_{u1}^3 = \frac{\omega_u}{\omega_{c1}} = \frac{\omega_u}{\omega_1} \cdot \frac{r_1}{r_1} = \frac{V_{uA}}{V_1} \quad (9)$$

Ze schématu rychlostí a podobnosti trojúhelníků vyplývají tyto rovnice:

$$\frac{V_{uA}}{V_{uB}} = \frac{r_1}{r_1 + r_s} \qquad \frac{V_{uB}}{V_1} = \frac{r_s}{r_s + r_s} \quad (10)$$

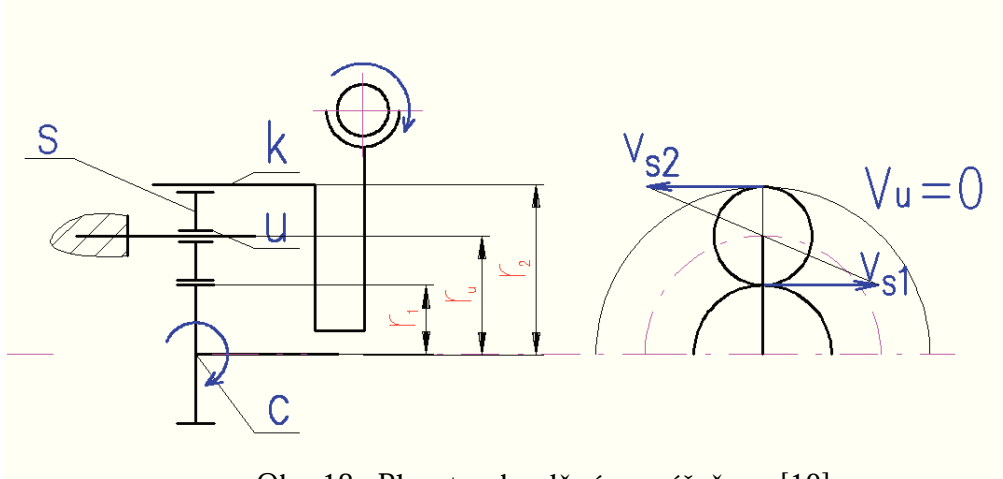
Pomocí následných úprav odvodíme dosazováním výše zmíněných rovnic převodový poměr.

$$\begin{aligned} i_{1u}^2 &= \frac{V_{uB}}{V_1} \cdot \frac{V_{uA}}{V_{uB}} = \frac{r_s}{r_s + r_s} \cdot \frac{r_1}{r_1 + r_s} = \frac{r_1 \cdot r_s}{r_1 \cdot r_s + r_1 \cdot r_s + r_s^2 \cdot r_s^2} = \frac{r_1 \cdot r_s}{r_1 \cdot r_s} + \frac{r_1 \cdot r_s}{r_s \cdot (r_1 + r_s + r_s)} = \frac{1}{1 + \frac{r_2}{r_1}} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{r_2}{r_1}} = \frac{1}{1 + \frac{Z_2}{Z_1}} \quad (11) \end{aligned}$$

Celkový převod se pak vypočte podle vzorce č. 4.

Odvození převodových poměrů planetové převodovky při napínání

Tento převodový poměr je důležitý pro výpočet potřebného kroutícího momentu na hřídeli šneku v závislosti na požadovaném kroutícím momentu na hřídeli. Při vyvozování předpětí se natáčí korunové kolo a centrální kolo. U tohoto pohybu můžeme teoreticky uvažovat zastavený unášec, i když ten při napínání stále vykonává rotační pohyb.



Obr. 18 Planeta s brzděným unášecem [10]

Odvození rychlostí a převodu planetové převodovky:

$$V_{s1} = r_1 \cdot \omega_1 \quad V_{s2} = -r_2 \cdot \omega_2 \quad (12)$$

$$i_{21}^u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2 \cdot r_u}{r_1} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{78}{18} = -4,333 \quad (13)$$

3.1.2 Rychlosti jednotlivých členů mechanismu

Na rychlosti jednotlivých členů mechanismu planetové převodovky mají hlavní vliv otáčky procházející uzavřeným oběhem. Rychlost natáčení součástí vlivem napínání šnekovým převodem můžeme zanedbat. Vlastní napínací ústrojí je naopak zatěžováno pouze natáčením. Otáčky v uzavřeném okruhu nemají na napínací zařízení vliv.

Centrální kolo

Otáčky obou centrálních kol jsou rovné zadaným otáčkám $n_c = 30 \text{ 1/s}$

Obvodová rychlost centrálních kol:

$$V_c = \pi \cdot 2 \cdot r_1 \cdot n_c = \pi \cdot 2 \cdot 31,5 \cdot 30 = 5934 \text{ mm/s} \quad (14)$$

n_c - otáčky centrálního kola (C) = 30 1/s

r_1 - střední poloměr centrálního kola (C)

$$r_1 = \frac{Z_1 \cdot m_{np}}{2} = \frac{18 \cdot 3,5}{2} = 31,5 \text{ mm} \quad (15)$$

m_{np} - normálový modul planetového ozubení $m_{np} = 3,5 \text{ mm}$

Z_1 - počet zubů centrálního kola (C) $Z_1 = 18$

Satelit

Výpočet otáček satelitu:

$$n_s = (n_c - n_u) \cdot \frac{Z_1}{Z_s} = (30 - 5,9) \cdot \frac{18}{30} = 14,46 \text{ 1/s} \quad (16)$$

z_s - střední poloměr kola satelitu(s) $z_s = 30$

n_u - otáčky unášeče (U) = 5,9 1/s

n_c - otáčky centrálního kola (C) = 30 1/s

Obvodová rychlost satelitu je rovna obvodové rychlosti centrálního kola.

Unášeč

Výpočet otáček unášeče:

$$n_u = \frac{n_c}{i_{u1}^2} = \frac{30}{5,09} = 5,9 \text{ 1/s} \quad (17)$$

i_{u1}^2 převodový poměr pro planetu s brzděným korunovým kolem

Obvodová rychlost unášeče:

$$V_u = \pi \cdot 2 \cdot r_u \cdot n_u = \pi \cdot 2 \cdot 85 \cdot 5,9 = 3151,0 \text{ mm/s} \quad (18)$$

r_u - střední poloměr unášeče (U)

n_u - otáčky unášeče (U) = 5,9 1/s

Tabulka č. 1 - Přehled otáček a obvodových rychlostí jednotlivých dílců

	Centrální kolo	Satelit	Unášeč
Obvodová rychlost	6295,6 mm/s	6295,6 mm/s	3151,0mm/s
Otáčky	30 1/s	14,46 1/s	5,9 1/s

3.1.3 Kontrola geometrie planetového ozubení

Podmínka stejných osových vzdáleností

Osové vzdálenosti mezi centrální kolo – satelit a satelit – korunové kolo musí být stejné.

Pro nekorigované soukolí platí podmínka:

$$Z_2 + 2 \cdot Z_s - Z_1 = 0 \quad (19)$$

$$78 + 2 \cdot 30 - 18 = 0$$

Podmínka vyhovuje.

Podmínka smontovatelnosti

Někdy se stává, že navržené soukolí nejde smontovat. Tomu má zabránit tato geometrická podmínka:

$$\frac{Z_1 + Z_2}{S_{satel}} = \text{celé číslo} \quad (20)$$

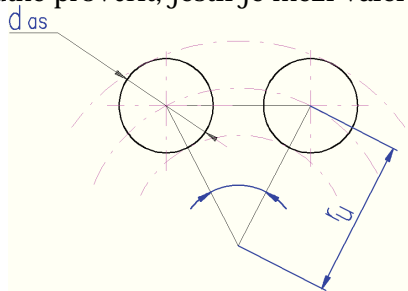
$$\frac{Z_1 + Z_2}{S_{satel}} = \frac{18 + 78}{4} = 24$$

Podmínka vyhovuje.

S_{satel} - počet satelitů - převod je řešen čtyřmi satelity

Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Při větším počtu válců je nutné prověřit, jestli je mezi válci alespoň minimální vůle.



Obr. 19 Ukázka podmínky vůle mezi satelity [10]

$$2 \cdot r_u \cdot \sin \frac{\delta}{2} > d_{as} + 0,002 \quad (21)$$

$$2 \cdot 85 \cdot \sin \frac{90}{2} = 120 \text{ mm}$$

Podmínka vyhovuje.

r_u - střední poloměr unášeče (U) = 85mm

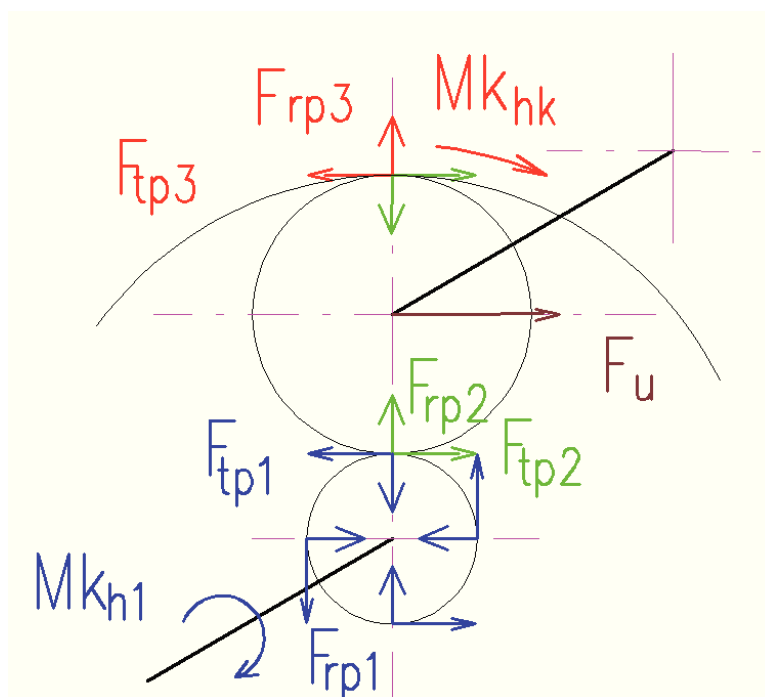
d_{as} - hlavový průměr satelitů $d_{as}=103,2\text{mm}$

δ - úhel mezi satelity

$$\delta = \frac{360^\circ}{S_{sat}} = \frac{360^\circ}{4} = 90^\circ \quad (22)$$

3.1.4 Silové řešení planetového mechanismu při maximálním předpětí

Planetový mechanismus je zatěžován zadanými otáčkami a kroutícím momentem vyvozovaným napínacím zařízením. Při určování sil v ozubení vycházíme ze zadaného momentu na výstupním hřídeli převodovky a uvažujeme stav, kdy je spojnice dvou satelitů nehybná. Při napětí je tato spojnice zatížena silovou dvojicí. Silová dvojice je znázorněna hnědou barvou na obrázku č.20.



Obr. 20 Silové působení na planetové převodovce [10]

F_{tp1} - tečná síla na centrálním kole

F_{tp2} - tečná síla na kole satelitu

F_{tp3} - tečná síla na korunovém kole

F_{rp1} - radiální síla na centrálním kole

F_{rp2} - radiální síla na kole satelitu

F_{rp3} - radiální síla na korunovém kole

Mk_{h2} - požadovaný kroutící moment na vstupním hřídeli testované převodovky

Mk_{h1} - požadovaný kroutící moment na výstupu z planetové převodovky

Výpočet potřebného kroutícího momentu na výstupní hřídeli převodovky:

$$Mk_{h1} = \frac{Mk_{h2}}{\eta_{ložh2} \cdot \eta_{ložh1}} = \frac{400000}{0,999^3 \cdot 0,999^4} = 402800 Nmm \quad (23)$$

Mk_{h2} - požadovaný kroutící moment na vstupním hřídeli testované převodovky

$\eta_{ložh1}$ - celková účinnost ložisek na výstupním hřídeli převodovky. Účinnost valivých ložisek je odhadována dle literatury [2] na 0,999. Na hřídeli jsou celkem čtyři ložiska. Celková účinnost je tedy volena $0,999^4$.

$\eta_{ložh2}$ - celková účinnost ložisek na hnacím hřídeli testovací převodovky. Na hřídeli jsou celkem tři ložiska. Celková účinnost je tedy volena $0,999^3$.

Výpočet tečné síly na centrálním kole:

$$F_{tp1} = \frac{Mk_{h1}}{S_{sat} \cdot r_1} = \frac{402800}{4 \cdot 315} = 3172,05 N \quad (24)$$

Mk_{h1} - požadovaný kroutící moment na výstupu z planetové převodovky

Výpočet radiální síly na centrálním kole:

$$F_{rp1} = F_{tp1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_p = 3172,05 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1154,5 N \quad (25)$$

F_{tp1} - tečná síla na centrálním kole

α - úhel stoupání ozubených soukolí planetové převodovky $\alpha=20^\circ$

Výpočet ostatních sil v planetovém soukolí:

$$F_{rp1} = F_{rp2} = F_{rp3} \qquad F_{tp1} = F_{tp2} = F_{tp3}$$

Výpočet síly na osu unášeče:

$$F_u = S_{sat} \cdot (F_{tp2} + F_{tp2}) = 4 \cdot (3172,05 + 3172,05) = 25376,4 N \quad (26)$$

F_{tp2} - tečná síla na kole satelitu

Výpočet kroutícího momentu na korunovém kole:

Výpočet kroutícího momentu se nej přesněji vypočítá pomocí převodového poměru.

$$Mk_{hk} = i_{12}^u \cdot Mk_{hl} = 4,33 \cdot 402,8 = 1744,124 Nm \quad (27)$$

Mk_{hl} - požadovaný kroutící moment na výstupu z planetové převodovky

i_{12}^u - převodový poměr planetové převodovky při zastaveném unášeči

Skutečný potřebný kroutící moment na šnekovém kole:

$$Mk_{hsk} = \frac{Mk_{hk}}{\eta_{ložhšk} \cdot \eta_{plan}} = \frac{1744,124}{0,999^2 \cdot 0,94} = 1859200 Nmm \quad (28)$$

$\eta_{ložhšk}$ - celková účinnost ložisek na hřídeli šnekového kola. Účinnost valivých ložisek je odhadována dle literatury [2] na 0,999. Na hřídeli jsou celkem dvě ložiska. Celková účinnost je tedy volena $0,999^2$.

η_{plan} - celková účinnost planetových převodů. Účinnost je například způsobena ztrátami broděním kol v oleji. U planetové převodovky se zastaveným unášečem se účinnost dle literatury [10] pohybuje mezi od 0,94 do 0,95. Byla uvažována horší varianta 0,94.

3.2 Rozbor vlastní konstrukce navrhovaného napínacího mechanismu

3.2.1 Studie místa pro konstrukci zařízení

Při konstrukci musíme vycházet z místa, vlastních rozměrů rámu a zbylých součástí stroje. Schéma studie místa je zpracováno v příloze diplomové práce.

Řešení bezpečnosti stroje

Z hlediska bezpečnosti ani funkčnosti stroje není potřeba stroj opatřovat krytem. Stroj bude umístěn po celou dobu provozu v kryté místnosti laboratoře s minimálním pohybem osob nebo materiálu. Mazání součástí je realizováno způsobem nevyžadujícím rozstřikování oleje a jeho zachycování v nádrži. Otáčky ústrojí napínacího zařízení budou velmi nízké.

3.2.2 Přehled dodavatelů strojních součástí

Šnekový převod

Soukolí je možné nechat vyrobit u jedné ze specializovaných firem:

- TOS ZNOJMO, a.s. www.tos-znojmo.cz
- PSP Pohony a.s. Přerov www.pohony.cz

Ložiska a ložiskové domečky

- Nejznámější světová firma SKF GROUP www.skf.com.
- Německý výrobce www.ina.com.

Hydromotor

Häggglunds drives - firma ze Švédska www.hagglunds.com

Poclain Hydraulics, s.r.o. www.poclain-hydraulics.com

3.2.3 Návrh šnekového mechanismu

V technické literatuře je uvedeno, že „šnekové soukolí je zvláštní případ šroubového soukolí válcového u něhož počet zubů jednoho kola (zpravidla hnacího) klesl na minimum“ [10]. To je dále označováno jako šnek a spolu zabírající kolo jako šnekové kolo.

Výpočet šnekového ozubení byl proveden dle literatury [4] - ČSN 01 4686 – norma pro klasické ozubené soukolí.

Zadané parametry šnekového ozubení:

Krouticí moment na šnekovém kole: 1859200 Nmm

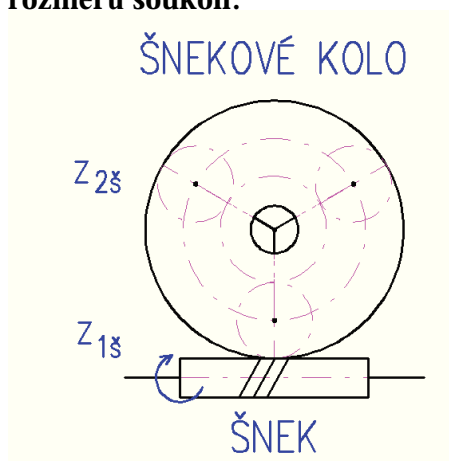
Předběžně volím z konstrukčního hlediska převodový poměr $i_s = 22,5$.

Požadovaná životnost ústrojí:

$$L_{HP} = \text{roky} \cdot \text{dny} \cdot \text{hodiny} = 8 \cdot 80 \cdot 24 = 15360 \text{ hod} \quad (29)$$

Uvažujeme provoz stroje po dobu osmi roků a také, že zkoušky budou na stroji v průměru prováděny čtyřikrát do roka, stroj poběží celý den (24hodin) 80 dní za rok.

Předběžná volba dílčích rozměrů soukolí:



Obr. 21 Schéma šnekového převodu

Volím smíšené soukolí s válcovým šnekem a globoidním šnekovým kolem.

Volba počtu zubů šneku - vyšším počtem zubů se zvyšuje účinnost, zvedají se ale rozměry ozubení. Předběžně volím počet zubů šneku $Z_{1s} = 2$ zubů.

Předběžná volba druhu ozubení - šnekové ozubení může být spirální či obecné. Spirální ozubení je vhodné pro malé počty zubů šneku, pro šneky nekalené a nebroušené. Ozubení obecné má obecnější použití. Z těchto důvodů bylo zvoleno ozubení spirální.

Předběžná volba materiálu - dle literatury [4] byl zvolen předběžně materiál:

- šnekové kolo - bronz hliníkový Cu Al₉ Fe₃ s mezí pevnosti R_{mk}=450MPa, mez kluzu Rek= 250MPa, tvrdost HB=100.
- šnek – ocel 14 331 s tvrdostí HRC=45÷50. Uvažujeme nižší mez tvrdosti 45.

Při volbě bylo uvažováno proměnné zatížení, střední výkon a odlévání do písku.

Předběžný výpočet počtu zubů šnekového kola:

$$Z_{2s} = i_s \cdot Z_{1s} = 22,5 \cdot 2 = 45 \text{ zubů} \quad (30)$$

i_s - převodový poměr šnekového soukolí

Z_{1s} - počet zubů šneku - byly zvoleny dva zuby

Předběžný výpočet průměru šnekového kola, modulu a úhlu stoupání

Výpočet minimálního průměru šnekového kola z podmínky dovoleného kontaktního napětí:

Průměr šnekového kola byl vypočten na základě upravené podmínky na dotyk [4]:

$$d_{2s} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_M \cdot Z_H}{\sigma_{HD}}\right) \cdot \frac{2 \cdot K_H \cdot M k_{hsk}}{\psi_d}} = \sqrt[3]{\left(\frac{229,3 \cdot 0,729}{270}\right) \cdot \frac{2 \cdot 1,33 \cdot 1852200}{0,9}} \quad (31)$$

= 155,1mm

Z_H - upravený součinitel tvaru zubů

$$Z_H = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot \gamma}{\sin 2 \cdot \alpha_{ns}}} = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot 10^\circ}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} = 0,729 \quad (32)$$

γ - úhel stoupání byl předběžně odhadnut dle tabulky na 10°

Tabulka č. 2 - Tabulka účinnosti šnekového převodu [4]

Z_{ξ}	1	2	3	4
η_{ξ}	0,70 až 0,80	0,78 až 0,88	0,85 až 0,90	0,88 až 0,93
Γ	Do 7°	Do 13°	Do 19°	Do 26°

$\alpha_{n\dot{s}}$ - úhel stoupání ozubených soukolí šnekové převodovky - bylo zvoleno klasické stoupání $\alpha_{n\dot{s}}=20^{\circ}$.

Ψ_d - poměrná šířka ozubeného věnce kola. Přibližně je možné volit 0,9 pro počty zubů $1\div 3$ a 0,8 pro vyšší počty zubů. Předběžně byla zvolena hodnota 0,9.

$MK_{h\dot{s}k}$ - požadovaný krouticí moment na hřídeli šnekového kola $MK_{h\dot{s}k} = 1852,2\text{Nm}$

K_h - součinitel zatížení při kontaktním namáhání

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,066 = 1,33 \quad (33)$$

K_A - součinitel vnějších dynamických sil

Tabulka č. 3 - Tabulka provozních součinitelů K_A [4]

Dodávka energie hnacím strojem	Odběr energie hnaným strojem (pracovním) strojem		
	Plynulý	S mírnými rázy	S velkými rázy
Plynulá	1,00	1,25	1,75
S mírnými rázy	1,25	1,5	2,00 a více
Se středními rázy	1,5	1,75	2,25 a více

Jako hnací stroj bereme hydromotor s mírnými rázy. Hnaný stroj se bude vyznačovat klidným chodem bez rázů. Součinitel K_A byl zvolen dle tabulky na 1,25.

K_V - součinitel vnitřních dynamických sil

Tabulka č. 4 - Tabulka součinitelů K_V [4]

Stupeň přesnosti	Předpokládaná rychlost kola $V_K [m \cdot s^{-1}]$					
	$\div 1,5$	$1,5 \div 3$	$3 \div 7,5$	$7,5 \div 12$	$12 \div 16$	$16 \div 25$
6	-	-	1,0	1,10	1,30	1,50
7	1,0	1,0	1,10	1,20	-	-
8	1,15	1,25	1,40	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

Je uvažován stupeň přesnosti soukolí 7 a otáčky do $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Součinitel byl zvolen dle tabulky na 1,0.

$K_{H\beta}$ - součinitel nerovnoměrného rozložení zatížení podél dotykové čáry

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_{2s}}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - \chi) = 1 + \left(\frac{45}{117} \right)^3 \cdot (1 - 1) = 1,06 \quad (34)$$

θ - součinitel deformace šneku

Tabulka č. 5 - Tabulka součinitelů deformace šneku [4]

Počet zubů šneku	Q					
	8	9	10	12	14	16
1	72	89	108	147	179	194
2	57	71	86	117	149	163
3	51	61	76	103	131	144
4	47	58	70	94	120	131

Součinitel deformace šneku byl zvolen na počtu zubů šneku a odhadovaném součiniteli $q=12 \quad \theta=117$.

Z_{2s} - počet zubů na šnekovém kole $Z_{2s} = 45$

χ - **pomocný součinitel** - byl zvolen dle tabulky č. 6 na 1 .

Tabulka č. 6 - Tabulka volby pomocného součinitele [4]

Součinitel	Druh zatížení
1.....	Při klidném zatížení
0,6...	Při zatížení málo proměnlivém
0,3...	Při zatížení silně proměnlivém

$K_{H\alpha}$ - součinitel rozdělení zatížení na spolu zabírající páry zubů. Předpokládá se, že zatížení se vzhledem k dobrému zaběhávání soukolí rozloží podle celých dotykových čar. Uvažuji roven jedné.

Z_M - součinitel materiálu

$$Z_M = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot \left(\frac{1-\mu_{1m}^2}{E_1} \cdot \frac{1-\mu_{2m}^2}{E_1} \right)}} = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot \left(\frac{1-0,3^2}{2,15 \cdot 10^5} \cdot \frac{1-0,35^2}{1,1 \cdot 10^5} \right)}} = 229,3 \quad (35)$$

Pro ocelový šnek $\mu_{1m}=0,3$ $E_1= 2,15 \cdot 10^5$

Pro bronzové šnekové kolo $\mu_{2m}=0,35$ $E_2= 1,1 \cdot 10^5$

σ_{HD} - dovolené kontaktní namáhání :

$$\sigma_{HD} = \frac{\sigma_{HC}}{S_H} = \frac{270}{1,1} = 245,45 MPa \quad (36)$$

σ_{HC} - mez trvalé únavové kontaktní pevnost šnekového kola

Přibližně pro bronz platí $\sigma_{HC} = 0,55 \div 0,65 R_m$. Volím $0,6 R_m$.

$$\sigma_{HC} = 0,6 \cdot R_{mk} = 0,6 \cdot 450 = 270 MPa \quad (37)$$

S_H - součinitel bezpečnosti. Obvykle - $S_H = 1,1 \div 1,2$. Volím součinitel bezpečnosti $S_H = 1,1$

Předběžný výpočet osového modulu šnekového kola:

$$m_x = \frac{d_{2s}}{Z_{2s}} = \frac{155,1}{45} = 3,45mm \quad (38)$$

m_x - modul šnekového ozubení - osový

Z_{2s} - počet zubů šnekového kola $Z_{2s}=45$

Z pevnostních důvodů volíme osový modul $m_x = 6$ mm.

Geometrický výpočet šneku - schématický obrázek je obsažen v příloze diplomové práce.

Výpočet rozměrů šnekového kola:

Skutečný průměr roztečné kružnice šnekového kola:

$$d_{2ssk} = m_x \cdot Z_{2s} = 6 \cdot 45 = 270mm \quad (39)$$

Průměr hlavové kružnice šnekového kola:

$$d_{a2s} = d_{2ssk} + 2 \cdot h_a^* \cdot m_x = 270 + 2 \cdot 1 \cdot 6 = 282mm \quad (40)$$

h_a^* - velikost výšky hlavy zubu

Průměr patní kružnice šnekového kola:

$$d_{h2s} = d_{2ssk} - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_x = 270 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 6 = 255mm \quad (41)$$

c^* - jednotková hlavová vůle

Šířka šnekového kola:

$$b_2 = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q_s}\right) \cdot d_{1s} = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{14}\right) \cdot 84 = 72mm \quad (42)$$

q_s - součinitel závislý na velikosti normalizovaného modulu

Výpočet průměru hlavového válce:

$$d_{a2sH} = d_{a2sH} + 2 \cdot V^* \cdot m_x = 282 + 2 \cdot 0,75 \cdot 6 = 291mm \quad (43)$$

V^* - poměrné hlavové převýšení. Volím z tabulky č. 7.

Tabulka č. 7 - Tabulka závislosti poměrného hlavového převýšení na počtu zubů šneku [4]

Z_s	1	2	3	4
V^*	1 ÷ 0,75	0,75	0,75	0,5

Výpočet rozměrů šneku:

Výrobci šnekových převodů doporučují volit průměr šneku dle následujícího vzorce:

$$d_{1s} = q \cdot m_x = 14 \cdot 6 = 84mm \quad (44)$$

q - součinitel závislý na velikosti normalizovaného modulu

Tabulka č. 8 - Tabulka volby součinitele q v závislosti na modulu [4]

m_x	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
q	16	12	12	9	9	9	8	8	8	8
			14	10	10	10	9	10	10	
				12	12	12	10			
				14	14	14	12			

Průměr hlavové kružnice šneku:

$$d_{a1s} = d_{1s} + 2 \cdot h_a^* \cdot m_x = 84 + 2 \cdot 1 \cdot 6 = 96mm \quad (45)$$

Průměr patní kružnice šneku:

$$d_{h1s} = d_{1s} - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_x = 84 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 6 = 69mm \quad (46)$$

Minimální délka věnce šneku:

$$l_{1s} = (11 + 0,06 \cdot Z_{2s}) \cdot m_x = (11 + 0,06 \cdot 45) \cdot 6 = 82,2mm \quad (47)$$

Volím délku šneku $l_{1\dot{s}}=85\text{mm}$.

Další parametry ozubení:

Skutečný úhel stoupání:

$$\gamma_{sk} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{m_x \cdot z_1}{d_{1\dot{s}}} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{6 \cdot 2}{84} = 8,13^\circ \quad (48)$$

Určení osové vzdálenosti:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{1\dot{s}} + d_{2sk}) = 0,5 \cdot (84 + 270) = 177 \text{ mm} \quad (49)$$

$-a_w < a_{wd}$ - osová vzdálenost vyhovuje.

Výpočet skutečné účinnosti šnekového soukolí:

$$\eta_{\dot{s}sk} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_{sk}}{\operatorname{tg}(\gamma_{sk} + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 8,13^\circ}{\operatorname{tg}(8,13^\circ + 9,07^\circ)} = 0,46 \quad (50)$$

γ_{sk} - skutečný úhel stoupání šneku

φ' - redukovaný třecí úhel. Je závislý na dvojici spolu zabírajících kol. Pro námi zvolenou třecí dvojici ocel a bronz a dobré mazání je součinitel tření f dle technických tabulek přibližně roven $0,1 \div 0,2$ (klid). Uvažujeme hodnotu:

$$f = \operatorname{tg} \varphi = 0,15$$

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

$$f' = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha_{n\dot{s}}} \quad F_T = f' \cdot \frac{F_n}{\cos \alpha_{n\dot{s}}} = F_n \cdot f' \quad (51)$$

$$\varphi' = \operatorname{tg}^{-1} \frac{0,15}{\cos 20^\circ} = 9,07^\circ$$

$\alpha_{n\dot{s}}$ - úhel stoupání ozubených soukolí šnekové převodovky. Bylo zvoleno klasické stoupání $\alpha_{n\dot{s}}=20^\circ$.

Kontrola samosvornosti:

$$\varphi' > \gamma_{sk}, 9,07^\circ > 8,13^\circ \quad - \text{převod je samosvorný}$$

Kontrola ozubení na kontaktní namáhání, na ohyb a kontrola tepelného výkonu

Kontrola na kontaktní namáhání [7] :

$$\sigma_{HD} \geq Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_H \cdot M_{k_{hsk}}}{d_2^2 \cdot b_2}} = 229,3 \cdot 0,65 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,33 \cdot 1852200}{270^2 \cdot 75}} = 141,48 \text{ MPa} \quad (52)$$

σ_{HD} - dovolené kontaktní namáhání $\sigma_{HD} = 270 \text{ MPa}$.

Z_H - součinitel tvaru zubů

$$Z_H = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot \gamma_{sk}}{\sin 2 \cdot \alpha_{nš}}} = \sqrt{\frac{\sin 2 \cdot 8,3^\circ}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} = 0,65 \quad (53)$$

Kontrola na ohyb:

Zuby šnekového kola jsou kontrolovány obdobně jako čelní kola se šikmými zuby dle ČSN 01 4686.

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_{t2} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{b_2 \cdot m_n} = \frac{2 \cdot K_F \cdot M_{k_{hsk}} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{d_{2sk} \cdot b_2 \cdot m_n} \leq \sigma_{FD} \quad (54)$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot K_F \cdot M_{k_{hsk}} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{d_{2sk} \cdot b_2 \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 1,348 \cdot 1859,2 \cdot 10^3 \cdot 1,48 \cdot 0,94}{270 \cdot 72 \cdot 6} = 59,8 \text{ MPa}$$

K_F - součinitel zatížení při namáhání na ohyb. $K_F \approx K_H$

Y_F - součinitel tvaru zubu se odečte z tabulky č.9 v závislosti na počtu zubů kola. Tento součinitel zahrnuje zvýšenou únosnost zubů šnekového kola proti únosnosti zubů čelního kola o 20 ÷ 40 %. Součinitel je odhadnut na 1,48.

Tabulka č. 9 - Tabulka součinitele tvaru zubu [4]

Z_{2sk}	20	22	25	27	30	33	36	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,98	1,93	1,85	1,80	1,76	1,70	1,62	1,55	1,48	1,40	1,34	1,34	1,3	1,27

Y_F - součinitel sklonu zubu

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma_{sk}}{140^\circ} = 1 - \frac{8,13^\circ}{140^\circ} = 0,94 \quad (55)$$

γ_{sk} - skutečný úhel stoupání

σ_{FD} - dovolené namáhání v ohybu kola

$$\sigma_{FD} = \frac{\sigma_{hC2}}{K_{\beta} \cdot S_{Fmin}} = \frac{185}{1,75 \cdot 1,5} = 70,476 MPa \quad (56)$$

σ_{hC2} - horní mez trvalé únavové pevnosti při míjivém namáhání, součinitel asymetrie cyklu $P=2$. Pro zvolený materiál a obvodovou rychlost do $5 m \cdot s^{-1}$ je v literatuře [4] uvedena pevnost $\sigma_{hC2} = 185 MPa$.

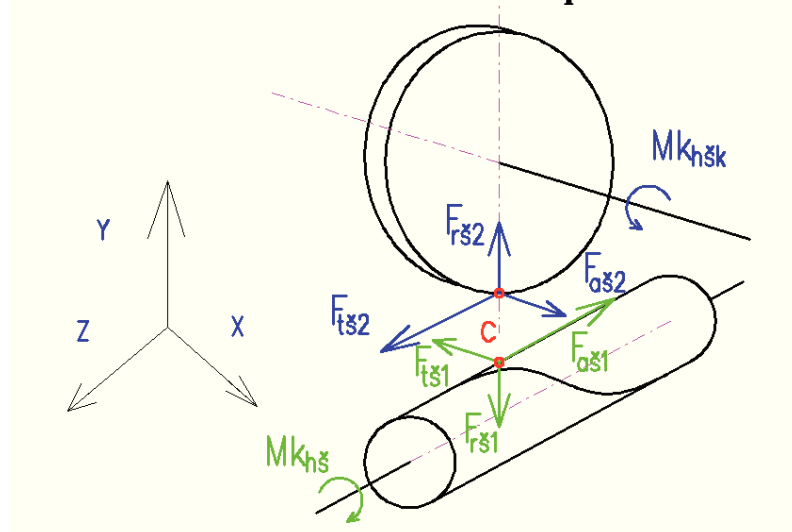
S_{Fmin} - minimální součinitel bezpečnosti. Bývá volen $1,5 \div 2$. Volím nižší mez bezpečnosti $S_{Fmin} = 1,5$.

k_{β} - vrubový součinitel. Je možné jej odečíst z literatury [6]. Odečteno 1,75. Diagram je uveden v příloze diplomové práce.

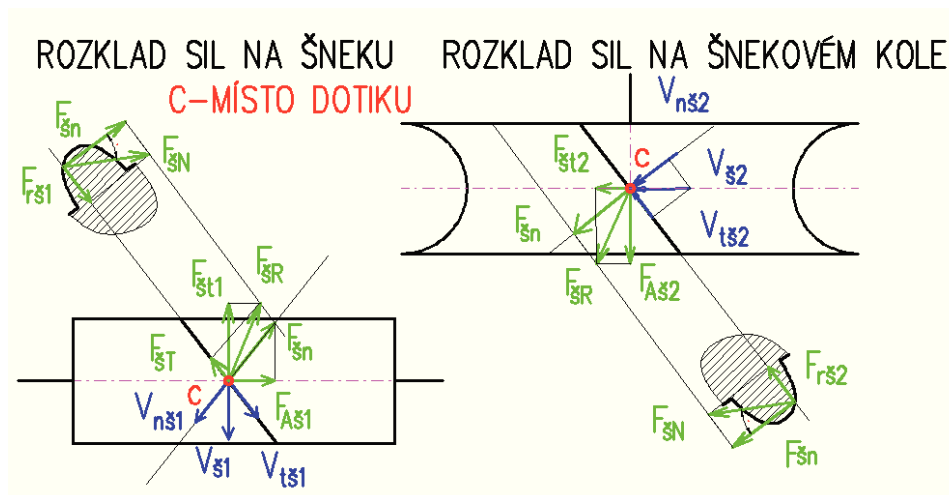
Kontrola na oteplení:

Kontrola na oteplení vychází z předpokladu, že všechna ztrátová mechanická energie zmařená v soukolí, se převede na teplo. A to má nepříznivé účinky na olej a další součásti. V našem zařízení je z hlediska jeho použití ztrátová mechanická energie minimální. Z tohoto důvodu nemá kontrola na oteplení smysl.

3.2.4 Silové řešení šnekového mechanismu při maximálním předpětí



Obr. 22 Schéma silových poměrů na šnekovém soukolí [6]



Obr. 23 Rozklad sil [6]

Výpočet požadovaného kroutícího momentu na šnekovém hřídeli:

$$Mk_{hš} = \frac{MK_{hšk}}{\eta_{ššk} \cdot \eta_{lož} \cdot i_{ššk}} = \frac{1852,2}{0,649 \cdot 0,99^2 \cdot 22,5} = 129,42 Nm \quad (57)$$

$MK_{hšk}$ - požadovaný kroutící moment na hřídeli šnekového kola $MK_{hšk}=1852,2Nm$.

$\eta_{lož}$ - celková účinnost ložisek na hřídeli šneku - uvažujeme dvě ložiska

$\eta_{ššk}$ - skutečná účinnost šnekového převodu

$i_{ššk}$ - skutečný převodový poměr šnekového ústrojí

Tečná síla na šneku:

$$F_{tš1} = \frac{2 \cdot MK_{hš}}{d_{1š}} = \frac{2 \cdot 129,4}{0,084} = 3080,95 N \quad (58)$$

$d_{1š}$ - roztečný průměr šneku

Tečná síla na šnekovém kole:

$$F_{tš2} = \frac{2 \cdot MK_{hšk}}{d_{šk}} = \frac{2 \cdot 1852,2}{0,270} = 13720 N \quad (59)$$

$d_{šk}$ - roztečný průměr šnekového kola

Výpočet axiální síly na šneku:

$$F_{as1} = \frac{F_{ts1}}{tg(\gamma_{sk} + \varphi')} = \frac{3080,95}{tg(8,13^\circ + 9,07^\circ)} = 9952,94 N \quad (60)$$

γ_{sk} - skutečný úhel stoupání

φ' - redukovaný třecí úhel

Výpočet axiální síly na šnekovém kole:

$$F_{as2} = F_{ts2} \cdot tg(\gamma_{sk} + \varphi') = 13720 \cdot tg(8,13^\circ + 9,07^\circ) = 4247,05 N \quad (61)$$

Výpočet radiální síly na šneku:

$$F_{rs1} = F_{ts1} \cdot \frac{tg\alpha_{nš}}{tg\gamma_{sk} + tg\varphi'} = 3080,95 \cdot \frac{tg20^\circ}{tg8,13^\circ + tg9,07^\circ} = 3707,12 N \quad (62)$$

$\alpha_{nš}$ - úhel stoupání ozubených soukolí šnekové převodovky - bylo zvoleno klasické stoupání $\alpha_{nš}=20^\circ$.

Výpočet radiální síly na šnekovém kole:

$$F_{rs2} = F_{ts2} \cdot \frac{tg\alpha_{nš}}{tg\gamma + tg\varphi'} = 13720 \cdot \frac{tg20^\circ}{tg8,13^\circ + tg9,07^\circ} = 16508,42 N \quad (63)$$

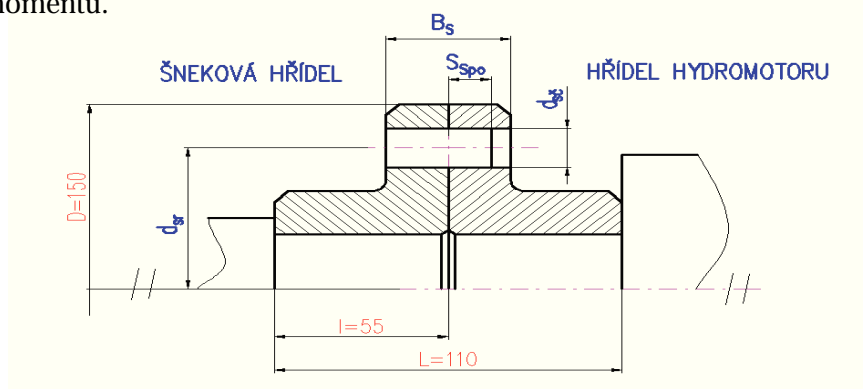
3.2.5 Volba hydromotoru

Z katalogu firmy POCLAIN S.R.O. byl vybrán, s ohledem na požadovaný krouticí moment, hydromotor s nejbližším vyšším krouticím momentem **Označení: MSE 02 0**

Parametry motoru jsou obsaženy v příloze diplomové práce.

3.2.6 Návrh tuhé hřídelové spojky

Hřídelová spojka byla předběžně rozměrově navržena dle normy ČSN 02 6245. Použít je rovněž možné jinou tuhou spojku, u které výrobce garantuje přenesení požadovaného kroutícího momentu.



Obr. 24 Tuhá kotoučová spojka

Rozměry spojky:

Velký průměr $D = 150 \text{ mm}$, průměr hřídelů $d = 50 \text{ mm}$, délky $l = 55 \text{ mm}$ a $L = 110 \text{ mm}$.

Výpočet dovolené obvodové síly působící na jeden lícovaný šroub:

$$F_{spo} = \frac{MK_{hs}}{i_{lic} \cdot r_{sr}} = \frac{129420}{4 \cdot 60} = 539,25 \text{ N} \quad (64)$$

i_{lic} - počet lícovaných šroubů ve spojce, volím čtyři šrouby.

r_{sr} - roztečný poloměr lícovaných šroubů na spojce. Z konstrukčních důvodů volím 60mm.

Dovolené hodnoty napětí lícovaných šroubů:

Volím lícované šrouby třídy pevnosti 5.6.

Mez kluzu: $R_e = 500 \text{ MPa}$

Mez pevnosti: $R_e = 300 \text{ MPa}$

Dovolené napětí:

$$\tau_{dov} = \frac{R_e}{k_s} \cdot 0,5 = \frac{300}{2} \cdot 0,5 = 75 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{300}{2} = 150 \text{ MPa}$$

k_s - koeficient statické bezpečnosti. Byla volena standardní hodnota 2.

Výpočet minimálního průměru dřívku lícovaných šroubů z dovoleného napětí ve smyku:

$$\tau_{spo} \leq \tau_{spo\,dov}$$
$$d_{lic} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{spo}}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 539,25}{\pi \cdot 75}} = 3,03 \text{ mm} \quad (66)$$

Výpočet lícovaných šroubů s podmínky maximálního přípustného tlaku:

$$P_{spo} \leq P_{spo\,dov}$$

$$d_{lic} = \frac{F_{spo}}{P_{spo\,dov} \cdot S_{spo}} = \frac{539,25}{100 \cdot 6} = 0,9 \text{ mm} \quad (67)$$

$P_{spo\,dov}$ - dovolený tlak v dotyku ocel-ocel dle literatury [1] je uveden na 100-120MPa.

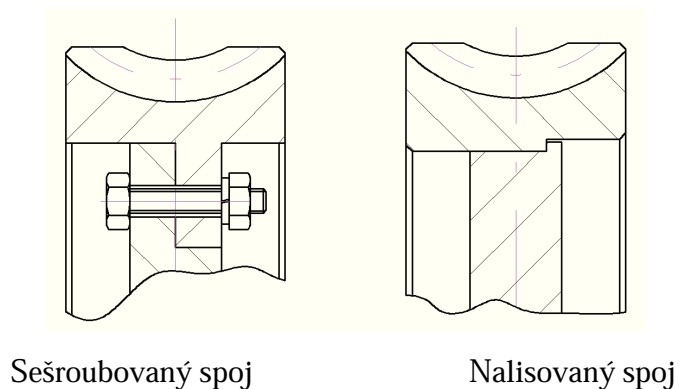
Uvažuji $P_{spo\,dov} = 100 \text{ MPa}$.

S_{spo} - opěrná délka lícovaných šroubů. $S_{spo} = 6 \text{ mm}$

Z konstrukčních důvodů volím lícovaný šroub: ŠROUB M 8 x 35 ČSN02 1111 – 5.6

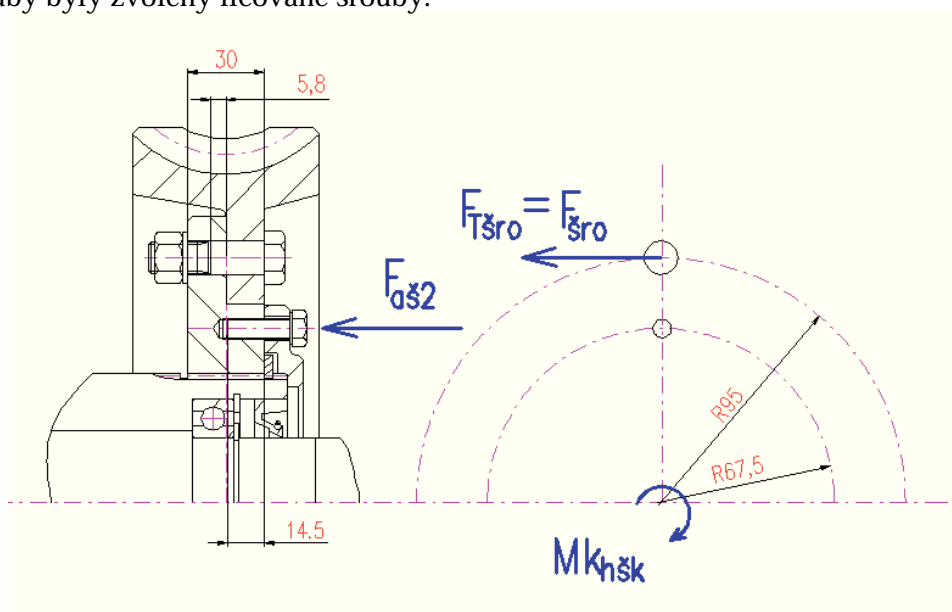
3.2.7 Návrh spojení věnce šnekového kola s tělesem šnekového kola

Z důvodu hospodárnosti a snazší výroby je šnekové kolo rozděleno na dvě části. Věnc a těleso. Ty mohou být k sobě připojeny jedním z následujících způsobů.



Obr. 25 Způsoby složení šnekového kola

Lisovaný spoj je levnější, ale je nerozebíratelný. Byla tedy zvolena druhá možnost smontování šnekového kola pomocí šroubů. Z důvodu značné síly a omezeného prostoru na šrouby byly zvoleny lícované šrouby.



Obr. 26 Spojení věnce šnekového kola s tělesem šnekového kola

Návrh šroubů přenášejících axiální sílu z šnekového kola na hřídel šnekového kola

Výpočet síly působící na jeden šroub:

$$F_{\text{šroub}} = \frac{F_{\text{aš2}}}{i_{\text{šroub}}} = \frac{4247,05}{5} = 1091,76 \text{ N} \quad (68)$$

$i_{\text{šroub}}$ - počet šroubů spojujících přírubu z kolem. Jedná se o 4 šrouby.

Výpočet dovolených hodnot:

Volím šrouby třídy pevnosti 5.6. Hodnoty jsou stejné jako u šroubů použitých v tuhé kotoučové spojce. Spojku spojuje pět šroubů: ŠROUB M8 x 25 80 ISO 4014 - 5.6

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_{2\text{šroub}}}\right) = \arctg\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,17^\circ \quad (69)$$

P_h - rozteč závitu šroubu M 8 zjištěné dle strojnických tabulek [1] 1,25mm

Úhel tření závitu:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{0,2}{\cos \frac{60^\circ}{2}}\right) = 13,004^\circ \quad (70)$$

β - úhel závitu matice pro standardní metrický závit

f_z - součinitel smykového tření na metrickém závitu. Volím šroub bez povrchové úpravy a závity nemazány. Volím $f_z = 0,2$ Tabulka součinitelů smykového tření na metrickém závitu je obsažena v příloze diplomové práce.

Pevnostní kontrola na redukované napětí metodou HMH

Normálové napětí:

$$\sigma_{tšrol} = \frac{F_{šrol}}{\frac{\pi \cdot d_{3šrol}^2}{4}} = \frac{1091,76}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} = 33,25 MPa \quad (71)$$

Tečné napětí:

$$\tau_{šrol} = \frac{M_{zšrol}}{W_{kšrol}} = \frac{F_{šrol} \cdot \frac{d_{2šrol}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_{3šrol}^3}{16}} = \frac{1091,76 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,17^\circ + 13,004^\circ)}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 21,44 MPa \quad (72)$$

Redukované napětí podle Guesta:

$$\sigma_{redšrol} = \sqrt{\sigma_{tšrol}^2 + 4 \cdot \tau_{šrol}^2} = \sqrt{33,25^2 + 4 \cdot 21,44^2} = 49,85 MPa \quad (73)$$

Redukované napětí je menší než napětí dovolené napětí v tahu pro šrouby třídy 5.6 $\sigma_{dov} = 250 MPa$ a tudíž spoj vyhovuje.

Požadovaný utahovací moment:

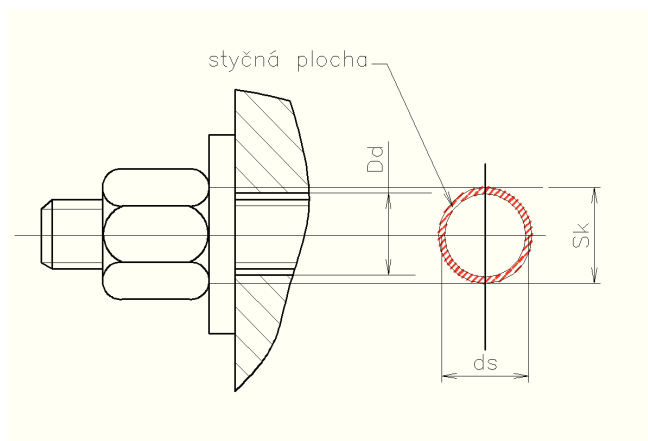
$$M_{ušrol} = M_{zšrol} + M_{mšrol} = F_{šrol} \cdot \frac{d_{2šrol}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + \frac{F_{šrol} \cdot f_m \cdot d_{sšrol}}{2} = 2137,00 Nmm \quad (74)$$

$M_{zšrol}$ - moment tření v závitech

$M_{mšrol}$ - tření pod hlavou šroubu a maticí

f_m - součinitel tření pod maticí. Volím (pro Ocel/Ocel je v rozmezí 0,15-0,20) Volím 0,15 dle strojnických tabulek .

$d_{sšrol}$ - střední průměr třecí plochy



Obr. 27 Plocha přenosu síly

Výpočet šroubu spojujících věnec šnekového kola s tělesem šnekového kola

Volím lícované šrouby: ŠROUB M 12 x 45 ČSN02 1111 – 5.

Výpočet obvodové tečné síly působící na jeden šroub:

$$F_{T_{\text{šro}}} = \frac{MK_{h\text{šk}}}{i_{\text{šro}} \cdot r_{\text{šro}}} = \frac{1852200}{5 \cdot 95} = 3899,37 \text{ N} \quad (75)$$

$i_{\text{šro}}$ - počet šroubů ve spoji - volím 5 šroubů.

$r_{\text{šro}}$ - roztečný poloměr šroubů. Z konstrukčních důvodů volím 95m.

Výpočet axiální síly působící na jeden šroub:

$$F_{a\text{š}21} = \frac{F_{a\text{š}21}}{i_{\text{šro}}} = \frac{4247,05}{5} = 849,41 \text{ N} \quad (76)$$

$F_{r\text{š}2}$ - radiální síla působící na šnekové kolo $F_{r\text{š}2} = 16508,42 \text{ N}$

Kontrola lícovaných šroubů na otláčení a smyk:

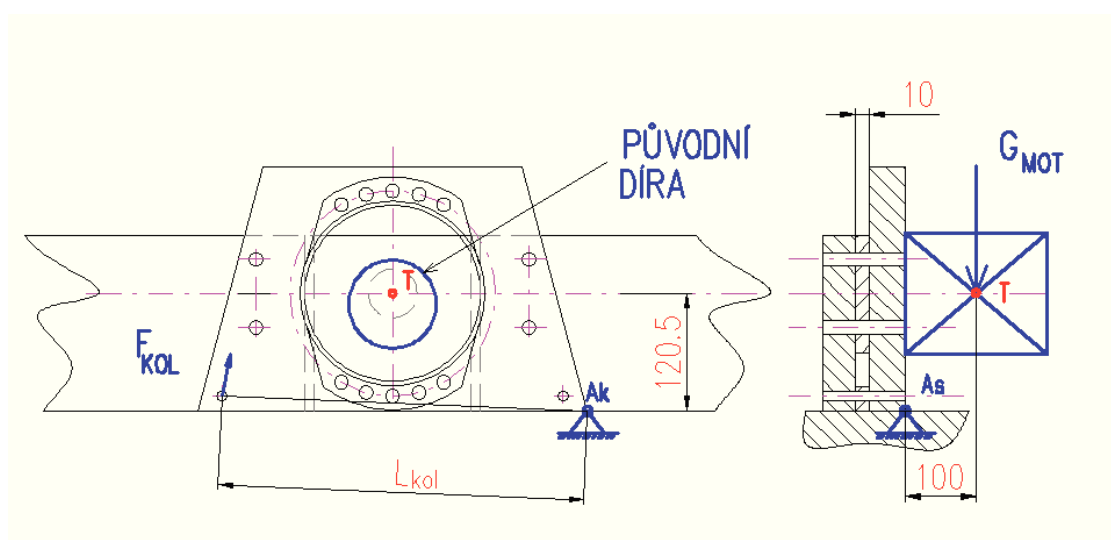
Byla proveden obdobně dle vzorců 66 a 65. Lícované šrouby vyhověly pevnostní kontrole.

Kontrola lícovaných šroubů na přenos axiální síly:

Kontrola byla provedena dle vzorců 68-73. Lícované šrouby vyhověly pevnostní kontrole.

3.2.8 Návrh rámu uchycení a uchycení hydromotoru

Dle požadavků na zařízení byl zkonstruován rám uchycení, na něž se připevní ložiskové domečky a miska s olejem. Šrouby spojující ložiskové domečky a rám uchycení nemusíme kontrolovat. Výrobce ložiskových domečků nám garantuje přenos síly až o velikosti 50 000N. Pro spojení rámu uchycení s rámem stroje jsou použity stejné šrouby jako u uchycení ložiskových domečků a jelikož i síly působící na spoj jsou nezměněny. Nemusíme ani je počítat.



Obr. 28 Schéma uchycení hydromotoru k rámu stroje

Šrouby mezi hydromotorem a deskou jsou navrženy výrobcem hydromotoru tak, aby přenesly maximální sílu jež je schopný hydromotor vyrobit a tudíž je nemusíme kontrolovat. Šrouby pro uchycení desky k rámu stroje byly navrženy obdobným způsobem jako šrouby přenášející axiální sílu v minulé kapitole. Bylo uvažováno, že šrouby zatěží pouze síla od hmotnosti hydromotoru. Šrouby tedy brání překlacení desky s hydromotorem.

Vypočte se z momentu:

$$F_{\dot{s}RO3} \cdot 120,5 - m_{MOT} \cdot g \cdot 100 = 0 \quad (77)$$

$$F_{\dot{s}RO3} = \frac{m_{MOT} \cdot g \cdot 100}{12,5} = \frac{6,5 \cdot 9,81 \cdot 100}{120,5} = 53,92 N$$

m_{MOT} - hmotnost motoru odečtená z katalogu prodejce. $m_{MOT} = 6,5$ kg

g - gravitační zrychlení země

Čtyři zvolené šrouby M12 vyhověly bez problému pevnostním podmínkám.

Výpočet kolíku:

Kolíky v desce hydromotoru přenášejí krouticí moment vyvozený hydromotorem.

Výpočet síly v kolíku:

$$F_{KOL} \cdot L_{KOL} - MK_{hs} = 0$$

$$F_{KOL} = \frac{MK_{hs}}{L_{KOL}} \cdot K_{KOL} = \frac{129400}{340} \cdot 2 = 761 N \quad (78)$$

L_{KOL} - vzdálenost kolíku od bodu naklápění AK. $L_{KOL} = 340$ mm.

K_{KOL} - bezpečnost. Je volena ze stejných důvodů jako v minulých případech $K_{KOL}=2$.

Kontrola na smyk:

$$\tau_{KOL} = \frac{F_{KOL}}{\frac{\pi \cdot d_{KOL}^2}{4}} = \frac{761}{\frac{\pi \cdot 4^2}{4}} = 60,57 MPa \quad (79)$$

d_{KOL} - průměr kolíku kol. Byl zvolen normalizovaný průměr kolíku $d_{KOL} = 4$ mm.

$$\tau_{KOL} (60,57 MPa) < \tau_{DOV} (90 MPa) \quad - \quad \text{Spoj vyhovuje}$$

Volím kolík z ocele 11 500,0 kde $\tau_{dov} = 70 MPa$ dle literatury [2].

Kontrola na otlačení:

$$P_{KOL} = \frac{F_{KOL}}{d_{KOL} \cdot l_{KOL}} = \frac{761}{4 \cdot 15} = 12,68 MPa \quad (80)$$

l_{KOL} - nejmenší opěrná plocha kolíku. Odečtena z výkresové dokumentace

$l_{KOL} = 15 \text{ mm}$.

$P_{KOL} (12,6 MPa) < P_{DOV} (100 MPa)$ - Spoj vyhovuje.

Volím kolík z ocele 11 500,0 kde $P_{dov} = 100 \text{ MPa}$ dle literatury [2].

Potřebné úpravy na rámu zařízení

Při uchycení součástí k rámu motoru si zařízení vyžádá jisté úpravy. Nejprve bude nutné do rámu vyvrtat otvory pro šrouby spojující rám s rámem uchycení a otvory pro šrouby spojující desku s hydromotorem s rámem stroje. Potřeba bude také vyvrtat přesné otvory pro kolíky, přesnosti lze ale snadno dosáhnout budeme-li vrtat otvory s protikusem.

Nakonec bude nutné autogenem uříznout část žeber. Žebra tvořila nosnou část minulého konstrukčního řešení, kde přenášela sílu od kladek na boční část rámu. V našem řešení, bude ale síla přenášena rovnou na ocelovou desku rámu, pro si můžeme dovolit část žeber odříznout.

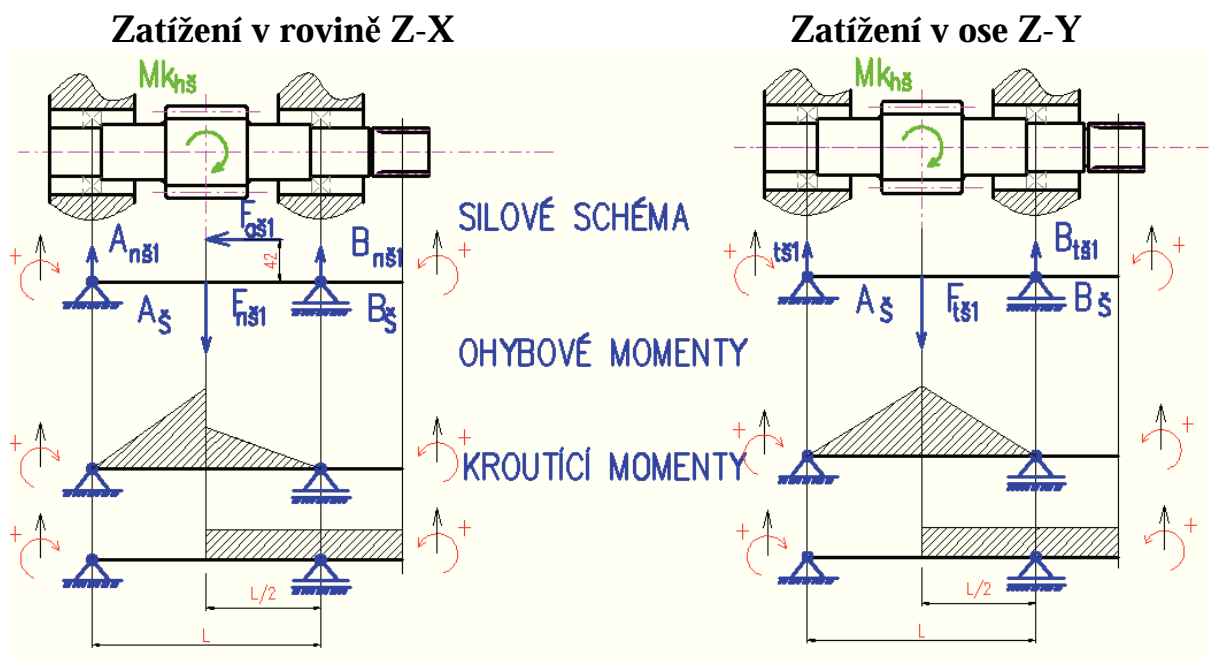
Veškeré úpravy rámu by měly být snadné a cenově nenáročné. Nové řešení umožní provádět dané zkoušky s požadovanými parametry. Navržené součásti by měli být snadno výrobitelné.

4 Pevnostní kontrola součástí

4.1 Pevnostní kontrola napínacího zařízení

4.1.1 Kontrola šnekového hřídele

Hřídel je zatížen silami ze šnekového převodu způsobujícími namáhání hřídele na ohybový moment a krouticím momentem. Na hřídel též působí axiální síla, ta ale na hřídeli nevyvolává žádné nebezpečné napětí.



Obr. 29 Schéma sil ohybových a krouticích momentů působících na šnekový hřídel v tečném a normálovém směru

Výpočet sil působících na hřídel

Výpočet reakcí v rovině Z-X:

$$\begin{aligned} A_{nsl} + B_{nsl} - F_{nsl} &= 0 \\ A_{nsl} &= 111,80 + 3707,12 = 3818,92 \text{ N} \end{aligned} \tag{81}$$

Momentová rovnice k místu A.

$$+ 42 \cdot F_{a\dot{s}1} - \frac{L}{2} \cdot F_{n\dot{s}1} + B_{n\dot{s}1} \cdot L = 0$$

$$B_{n\dot{s}1} = \frac{+ 42 \cdot F_{a\dot{s}1} - \frac{L}{2} \cdot F_{n\dot{s}1}}{L} = \frac{+ 42 \cdot 9952,94 - \frac{240}{2} \cdot 3707,12}{240} = 111,80 N$$

L - vzdálenost mezi ložisky $L = 240 \text{ mm}$

(82)

Výpočet reakcí v rovině Z-Y:

Jelikož síla působí uprostřed délky L . Můžeme pro výpočet sil použít vzorec:

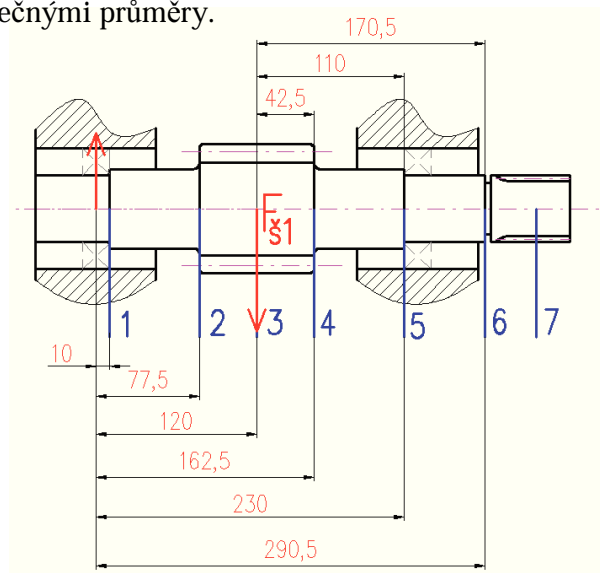
$$A_{t\dot{s}1} = B_{t\dot{s}1} = \frac{F_{t\dot{s}1}}{2} = \frac{3080,95}{2} = 1540,78 N$$
(83)

Výpočet celkové reakce v zatíženějším ložisku:

$$A_{Cn\dot{s}1} = \sqrt{3818,90^2 + 1540,78^2} = 4118,01 N$$
(84)

Výpočet ohybových momentů

S ohledem na další pevnostní výpočty byly spočteny jak maximální momenty tak i momenty pod nebezpečnými průměry.



Obr. 30 Rozdělení šnekového hřídele na nebezpečné průměry

Příklad výpočtu ohybového momentu pro místo 4.

Výpočet ohybového momentu způsobeného silami v ose Z-X:

$$M_{tos4} = +162,5 \cdot A_{ns4} - 42,5 \cdot F_{ns4} - 42 \cdot F_{as1} = +162,5 \cdot 381892 - 42,5 \cdot 3707,12 - 42 \cdot 995294 = 4499842 \text{ Nmm} \quad (85)$$

Výpočet ohybového momentu způsobeného silami v ose Z-Y:

$$M_{ts4} = -162,5 \cdot A_{ts4} + 42,5 \cdot F_{ts4} = -162,5 \cdot 1540,78 + 42,5 \cdot 3080,95 = -11923163 \text{ Nmm} \quad (86)$$

Výpočet celkového ohybového momentu:

$$M_{cs4} = \sqrt{M_{nos4}^2 + M_{tos4}^2} = \sqrt{44998,42^2 + 11923,45^2} = 127633,1 \text{ Nmm} \quad (87)$$

Tabulka č. 10 - Tabulka vypočítaných normálových a tečných momentů v nebezpečných místech hřídele

Průřez	Ohybový moment Z-X(Nmm)	Ohybový moment Z-Y(Nmm)	Ohybový moment celkový (Nmm)	Moment krouťící (Nmm)
1	38189,2	15407,8	41180,28	0
2	295966,3	119410,5	319147,2	0
3	458270,4	184893,6	494163,3	0
4	44998,42	119437,7	127633,1	129420
5	52544,92	15478,2	54777,22	129420
6	0	0	0	129420
7	0	0	0	129420

Výpočet napětí v ohybu příklad výpočtu pro průměr 4:

Výpočet modulu v ohybu:

$$W_{os4} = \frac{\pi}{32} \cdot d_{s4}^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 60^3 = 21205,7 \text{ mm}^3 \quad (88)$$

Výpočet napětí:

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{cs4}}{W_{os4}} = \frac{127633,1}{21205,7} = 6,02 \text{ MPa} \quad (89)$$

M_{cs4} - ohybový moment v místě číslo čtyři

Výpočet průřezového modulu v krutu:

$$W_{k\dot{s}4} = \frac{\pi}{16} \cdot d_{\dot{s}4}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 50^3 = 10602,85 \text{ mm}^3 \quad (90)$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_{\dot{s}4} = \frac{Mk_{h\dot{s}}}{W_{k\dot{s}4}} = \frac{129420}{10602,85} = 5,27 \text{ MPa} \quad (91)$$

Výpočet bezpečnosti z redukovaného napětí

$$k_{s\dot{s}4} = \frac{Rp_{h\dot{s}}}{\sigma_{red\dot{s}1}} = \frac{Rp_{h\dot{s}}}{\sqrt{(\alpha_{n\dot{s}4} \cdot \sigma_{o4})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau\dot{s}4} \cdot \tau_{\dot{s}4})^2}} \geq 1,5 \quad (92)$$

$$k_{s1} = \frac{440}{\sqrt{(1,51 \cdot 6,02)^2 + 3 \cdot (1,15 \cdot 5,27)^2}} = 38,3 \geq 1,5$$

$\alpha_{n\dot{s}4}$ a $\alpha_{\tau\dot{s}4}$ - jsou součinitele koncentrace napětí pro jednotlivé průřezy. Jsou závislé na tvaru součásti a odečítají se z diagramu dle literatury[5]. Použité diagramy jsou uvedeny v příloze diplomové práce.

$Rp_{h\dot{s}}$ - mez plasticity pro hřídel z oceli 14 331 byla zjištěna dle strojnických tabulek[1] na 440MPa.

Tabulka č. 11 - Přehled součinitelů pro jednotlivé průřezy

Průřez	1	2	3	4	5	6	7
$\alpha_{n\dot{s}4}$	2,45	1,51	1	1,51	2,45	1,65	3
$\alpha_{\tau\dot{s}4}$	1,9	1,15	1	1,15	1,9	1,5	3

Tabulka č. 12 - Statická bezpečnost průřezů

Průřez	Ohybové napětí	Tečné napětí	Statická bezpečnost
1	3,36	0,00	53,5
2	15,06	0,00	19,4
3	15,33	2,01	27,8
4	6,02	3,05	38,3
5	4,47	5,28	19,3
6	0,00	6,35	23,1
7	0,00	6,35	11,0

- Hřídel vyhovuje podmínkám statické bezpečnosti.

Kontrola průhybu hřídele:

Kontroluje se průhyb a natočení pod technologií a v místech uložení ložiskových těles. Průhyb byl zkontrolován pomocí programu Pro ENGINEER.

Tabulka č. 13 - Tabulka dovolených a odečtených hodnot

Technologie	Dovolená hodnota	Odečtená hodnota
Ložisko levé 6210	Dovolené natočení 2'	0,012'
Ložisko pravé 6210	Dovolené natočení 2'	0,005'
Šnekový hřídel	Průhyb 0,03 mm. Natočení 3÷7'	Průhyb 0,025mm. Natočení 0,063

Dovolený průhyb šnekového hřídele:

$$y_{skDOV} = 0,005 \cdot m_{sk} = 0,005 \cdot 6 = 0,03mm \quad (93)$$

M_{sk} - modul šnekového soukolí $m_{sk} = 6mm$

Příklad výpočtu natočení:

$$\varphi^{sk} = \arctg \frac{y_{skhš}}{\frac{B_s}{2}} = \arctg \frac{0,025}{\frac{45}{2}} = 0,063' \quad (94)$$

$y_{skhš}$ - průhyb pod šnekovým kolem odečtený z programu Pro ENGINEER.

-Hřídel vyhovuje podmínkám dovolených průhybů.

4.1.2 Kontrola kuličkového ložiska

Jedná se o ložisko: LOŽISKO SKF 6210 SKF EXPLORER, parametry ložiska jsou obsaženy v příloze diplomové práce. Výpočet byl proveden na základě katalogu výrobce společnosti SKF.

Tabulka č. 14 - Výpis z katalogu SKF

Dynamická únosnost C	37 100 N
Statická únosnost C_o	23 200 N
Vnitřní průměr d	50 mm
Vnější průměr D	90 mm
Šířka ložiska B	20 mm
Hmotnost ložiska m	0,98 kg

Součinitel statické bezpečnosti pro statickou únosnost:

$$S_{0kužel} = \frac{C_{0kužel}}{F_{Ekužel}} = \frac{23200}{7881,22} = 2,9 \quad (95)$$

$F_{Ekužel}$ - statické ekvivalentní zatížení axiálně pevného kuličkového ložiska. Výpočet proveden dle katalogu výrobce SKF .

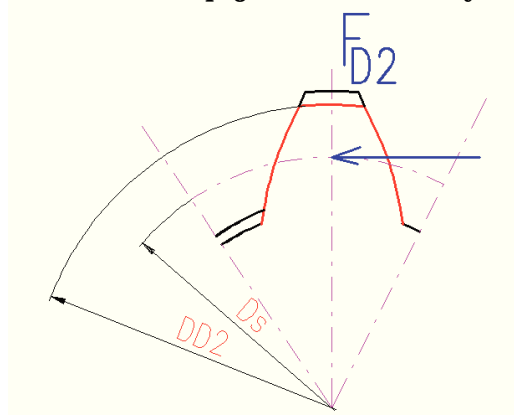
$$\begin{aligned} F_{Ekužel} &= x_{0val} \cdot A_{C\dot{s}1} + y_{0val} \cdot F_{a\dot{s}1} = \\ &= 0,5 \cdot 3818,92 + 0,6 \cdot 9952,94 = 7881,22 \text{ N} \end{aligned} \quad (96)$$

Dovolená bezpečnost pro stroj v klidu, ložisko s osovým stykem zatíženém občasnými středními rázy se pohybuje dle pokynů výrobce od 0,8 do 2.

4.1.3 Kontrola drážkovaných spojení

Drážkované spojení mezi hydromotorem a spojkou – nemusíme kontrolovat, jelikož nám za něj ručí výrobce hydromotoru. Drážkované spojení mezi spojkou a šnekovým hřídelem. – volíme stejné spojení jako mezi motorem a spojkou. A tudíž jej rovněž nemusíme kontrolovat.

Kontrola bude podrobena drážkové spojení mezi šnekovým kolem a šnekovým hřídelem.



Obr. 31 Drážkové spojení evolventní [13]

Hřídel šnekového kola je spojena se šnekovým kolem evolventním drážkováním označeným 100 x 2 x 8k8 ČSN 01 4953. To značí, že je toto drážkování na průměru $D_{D2}=100\text{mm}$, modulem $m_{D2}=2\text{mm}$, šířkou 8mm, a že je středěné na boky zubů. Uvažováno standardní ploché dno, jelikož na výkrese není uvedena poznámka o dnu zaobleném.

Hlavový průměr náboje:

$$D_{D2a1} = D_{D2} - 0,2 \cdot m_{D2} = 100 - 0,2 \cdot 2 = 99,6 \text{ mm} \quad (97)$$

Hlavový průměr hřídele:

$$D_{D2a2} = D_{D2} - 2 \cdot m_{D2} = 100 - 2 \cdot 2 = 96 \text{ mm} \quad (98)$$

Střední průměr profilu drážkového spoje:

$$D_{D2S} = \frac{D_{D2a1} + D_{D2a2}}{2} = \frac{99,6 + 96}{2} = 97,8 \text{ mm} \quad (99)$$

D_{D2a1} - hlavový průměr náboje

D_{D2a2} - hlavový průměr hřídele

Výpočet obvodové síly přenášené tlakem na boky zubů:

$$F_{D2} = \frac{2 \cdot MK_{hsk}}{0,5 \cdot Z_{D2} \cdot D_{D2S}} \cdot K_{DR\check{Z}} = \frac{2 \cdot 1852200}{0,5 \cdot 8 \cdot 97,8} \cdot 2 = 18938,66 \text{ N} \quad (100)$$

MK_{hsk} - požadovaný krouticí moment na hřídeli šnekového kola. $MK_{hsk} = 1852200 \text{ Nmm}$.

Z_{D2} - počet drážek - z výkresu odečteno 8 drážek

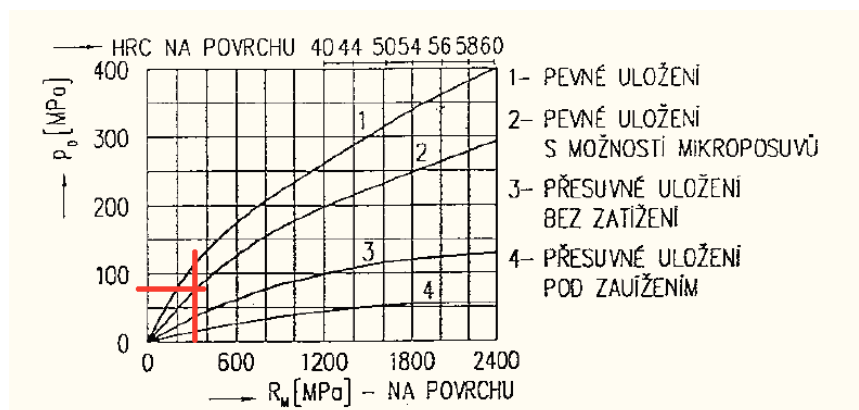
$K_{DR\check{Z}}$ - bezpečnost drážkového spoje. Je volena stejně jako u jiných spojů na 2.

Výpočet minimální délky drážkového spojení:

$$P_{D2} = \frac{F_{D2}}{h_{D2} \cdot l_{D2}} = \frac{F_{D2}}{(D_{D2a1} - D_{D2a2}) \cdot l_{D2}} \leq P_{D2dov} \quad (101)$$

$$l_{D2} \geq \frac{F_{D2}}{(D_{D2a1} - D_{D2a2}) \cdot P_{D2dov}} = \frac{18938,66}{(99,6 - 96) \cdot 145} = 36,28 \text{ mm}$$

P_{D2dov} - dovolený tlak v drážkovém spoji



Obr. 32 Diagram určení dovoleného tlaku v drážkovém spojení [13]

V závislosti na oceli náboje (spojky) 11 523.0 s mezí pevnosti odečtené z ST $R_{m\text{spo2}} = 445\text{MPa}$ a pevného uložení bylo z diagramu odečteno: $P_{D2\text{dov}} = 145\text{MPa}$.

Nosná délka spojení je 45 mm – spoj vyhovuje.

Kontrola evolventního drážkování mezi hřídelí šnekového kola a korunovým kolem

Hřídel šnekového kola je spojena s korunovým kolem evolventním drážkováním označeným 281 x 3,5 ČSN 01 4953. To značí, že je toto drážkování na průměru 100mm modulem 2mm, šířkou 8mm, a že je středěné na boky zubů. Uvažováno standardní ploché dno, jelikož na výkrese není uvedena poznámka o dnu zaobleném.

4.2 Pevnostní kontrola součástí planetového převodu

4.2.1 Kontrola hřídele šnekového kola

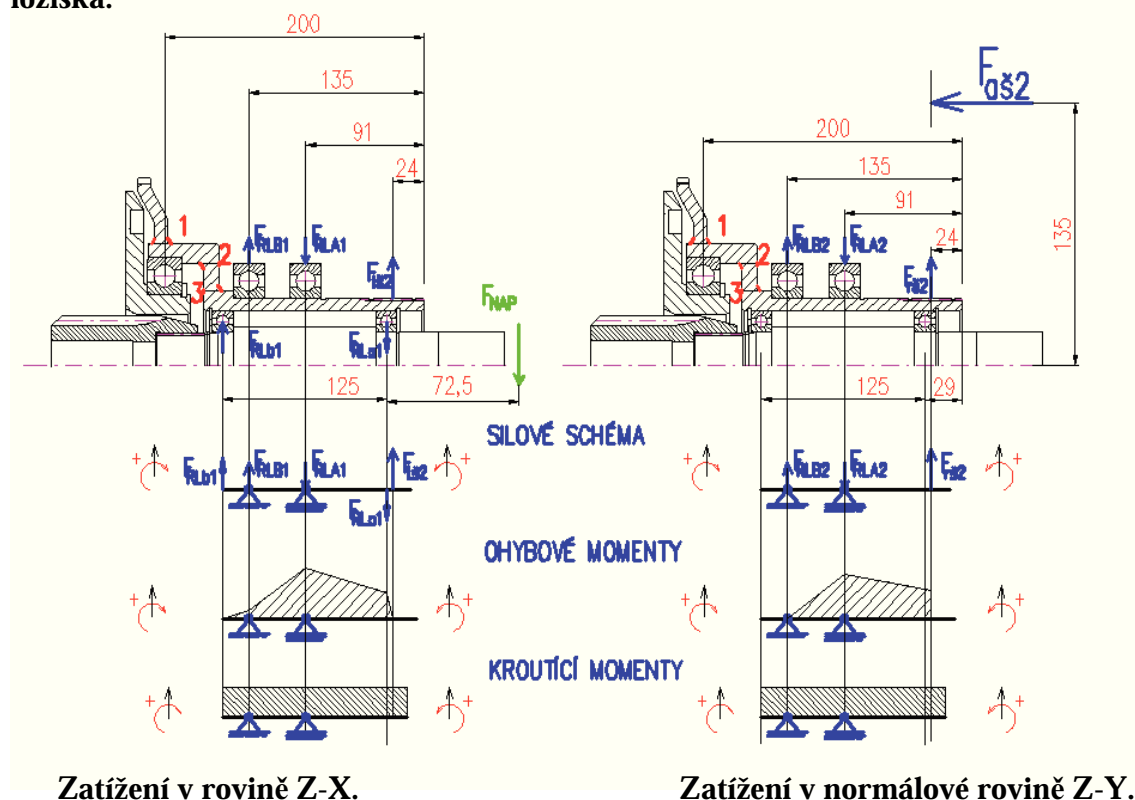
Hřídel šnekového kola je řešen jako svařenec. Na jeho spodní část působí značné síly jak ze šnekového kola, tak i z hřídele H1, umístěného vně hřídele šnekového kola. Je proto nutné všechny síly vypočítat a následně zkontrolovat také všechna vnitřní a vnější ložiska.

Tabulka č. 15 - Výpis z katalogu SKF

Zadané		Vypočtené	
Průměr drážkování	280mm	Síla na jeden zub	745,25N
Modul drážkování	3,5 mm	Minimální délka drážky	0,98mm
Počet drážek	72		
Materiál	14 220,4		
Bezpečnost spojení	2		
Dovolený tlak odečtený diagramu	120 MPa		

Výpočet byl proveden obdobně jako u předešlého příkladu. Minimální délka drážky byla určena na 0,98 mm. Stávající délka 9,85 mm tedy vyhovuje pevnostní podmínce.

Analýza kritických momentů a výpočet sil zatěžujících hřídel šnekového kola a ložiska.



Obr. 33 Schéma sil na hřídeli šnekového kola a v jeho uchycení

Výpočet sil zatěžujících hřídel

Z planetové převodovky nejsou na vnitřní hřídel přenášeny žádné síly vlivem rovnoměrného rozložení satelitů po obvodu. Uvažuji tedy zatížení od šnekového převodu a zatížení od napínací síly řemenice, vnášející na hřídel otáčky z motoru o výkonu 30 KW. Tato síla působí v tečené rovině.

Výpočet napínací síly řemenice

Síla potřebná k předepnutí řemene se vypočítá z maximálního momentu elektromotoru, z požadovaných otáček 1800 1/s a z převodového poměru mezi řemenicí a elektromotorem, jež je roven jedné (stejně průměry hnací řemenice a hnané řemenice).

Kroutící moment od elektromotoru:

$$Mk_{elek} = \frac{P_{ele}}{2 \cdot \pi \cdot n_{pož}} = \frac{30000}{2 \cdot \pi \cdot 30} = 159,15 \text{ Nm} \quad (102)$$

P_{ele} - výkon elektromotoru $P_{ele}=30\text{KW}$

$n_{pož}$ - požadované otáčky v zařízení $n_{pož} = 30 \text{ 1/s}$

Výpočet přenášené síly řemenem:

$$F_{p\dot{r}} = \frac{2 \cdot MK_{elek}}{D_{rem}} = \frac{2 \cdot 159150}{143} = 2225,87 \text{ N} \quad (103)$$

D_{rem} - roztečný průměr hnací řemenice $D_{rem}=143\text{mm}$

Potřebné předpětí řemene, výpočet napínací síly

Napínací síla, působící na náš hřídel, je rovna polovině napínací síly vyvozené v řemenech dle obrázku č. 34.

$$F_{nap} = k_{rem} \cdot \frac{F_{p\dot{r}}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha'} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha'} - 1} = 1,3 \cdot \frac{2225,87}{2} \cdot \frac{e^{1,74 \cdot \pi} + 1}{e^{1,74 \cdot \pi} - 1} \cdot \frac{1}{2} = 729,55 \text{ N} \quad (104)$$

α' - úhel opásání řemenice je díky stejným velikostem řemenic roven π radiánů

f_k - koeficient redukovaného tření v klínové drážce

K_{rem} - bezpečnost proti prokluzu řemene. Je volena 1,3 až 1,6. Volím hodnotu

$K_{rem} = 1,3$.

Výpočet koeficientu tření v klínové drážce:

$$f_{rem} = f_{0\dot{r}} + 0,012 \cdot v_{rem} = 0,35 + 0,012 \cdot \frac{13477,43}{1000} = 0,51 \quad (105)$$

v_{rem} - obvodová rychlost řemene

$f_{0\dot{r}}$ - koeficient tření pryžového řemene o ocel. Z literatury [3] odečteno $f_{0\dot{r}} = 0,35$.

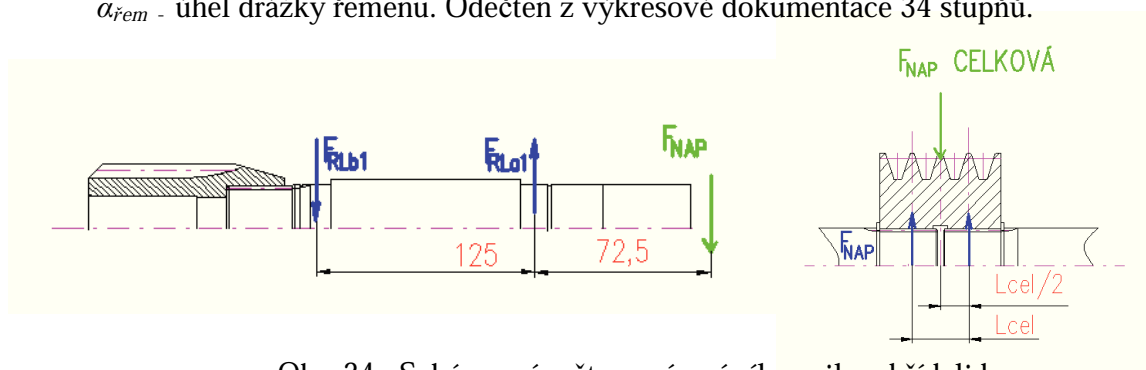
Výpočet obvodové síly v řemeni:

$$v_{rem} = \pi \cdot D_{rem} \cdot n_{pož} = \pi \cdot 143 \cdot 30 = 13477,43 \text{ mm / s} \quad (106)$$

Výpočet redukovaného tření v klínové drážce:

$$f_{red} = \frac{f_{rem}}{\sin\left(\frac{\alpha_{rem}}{2}\right)} = \frac{0,51}{\sin\left(\frac{34}{2}\right)} = 1,74 \quad (107)$$

α_{rem} - úhel drážky řemenu. Odečten z výkresové dokumentace 34 stupňů.



Obr. 34 Schéma výpočtu napínací síly a sil na hřídeli h_1

Výpočet reakcí hřídele h_1

$$-F_{RLb1} + F_{RLa1} - F_{nap} = 0$$

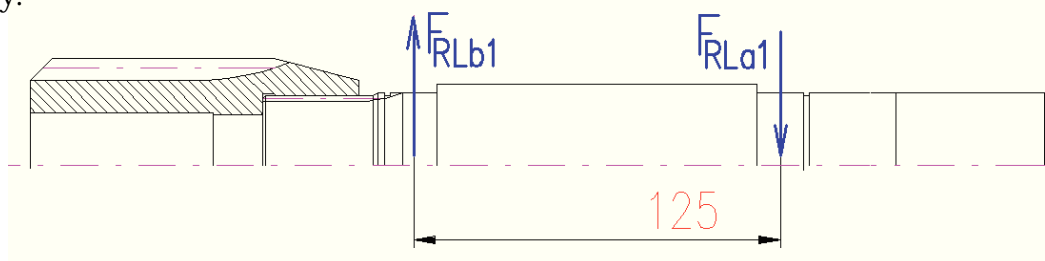
$$F_{RLa1} = F_{nap} + F_{RLb1} = 729,55 + 423,14 = 1152,69 N \quad (108)$$

Momentová věta k působišti F_{RLa1} .

$$-F_{RLb1} \cdot (125) + F_{nap} \cdot (72,5) = 0$$

$$F_{RLb1} = \frac{F_{nap} \cdot (72,5)}{(125)} = \frac{729,55 \cdot (72,5)}{(125)} = 423,14 N \quad (109)$$

Síly v ložiscích mají kladný směr, do dalších výpočtů budeme ale jejich směr uvažovat záporný.



Obr. 35 Přenos sil mezi ložiskem a hřídelem šnekového kola

Výpočet reakčních sil v uložení hřídele v rovině Z-X

Výpočet reakcí: (110)

$$+F_{RLb1} - F_{RLa1} + F_{ts2} + F_{RLb1} - F_{RLa1} = 0$$

$$F_{RLa1} = F_{ts2} + F_{RLb1} + F_{RLb1} - F_{RLa1} = 13720,00 + 18661,71 + 423,14 - 1152,69 = 31652,16 N$$

Momentová věta k působišti F_{RLa1} .

$$+F_{RLb1} \cdot (135 - 91) + F_{RLb1} \cdot (125 + 29 - 91) - F_{ts2} \cdot (91 - 24) + F_{RLa1} \cdot (91 - 29) = 0$$

$$F_{RLb1} = \frac{-F_{RLb1} \cdot (125 + 29 - 91) + F_{ts2} \cdot (91 - 24) - F_{RLa1} \cdot (91 - 29)}{(135 - 91)} =$$

$$\frac{-423,14 \cdot (125 + 29 - 91) + 13720,00 \cdot (91 - 24) - 1152,69 \cdot (91 - 29)}{(135 - 91)} = 18661,71 N$$

$$F_{ts2} - \text{tečná síla na šnekovém kole působící na hřídel} \quad F_{ts2} = 13720,00 N \quad (111)$$

Výpočet reakčních sil v uložení hřídele v rovině Z-Y

Výpočet reakcí:

$$+F_{RLb1} - F_{RLa1} + F_{ts2} = 0$$

$$F_{RLa1} = +F_{ts2} + F_{RLb1} = 16508,42 + 38168,54 = 54676,96 N \quad (112)$$

Momentová věta k působišti F_{RLA2} . (113)

$$+ F_{RLB1} \cdot (135 - 91) - F_{ts2} \cdot (91 - 27) - F_{as1} \cdot 135 = 0$$

$$F_{RLB1} = \frac{+ F_{rs2} \cdot (91 - 24) + F_{as1} \cdot 135}{(135 - 91)} = \frac{+ 16508,42 \cdot (91 - 24) + 4247,05 \cdot 135}{(135 - 91)} = 38168,54 N$$

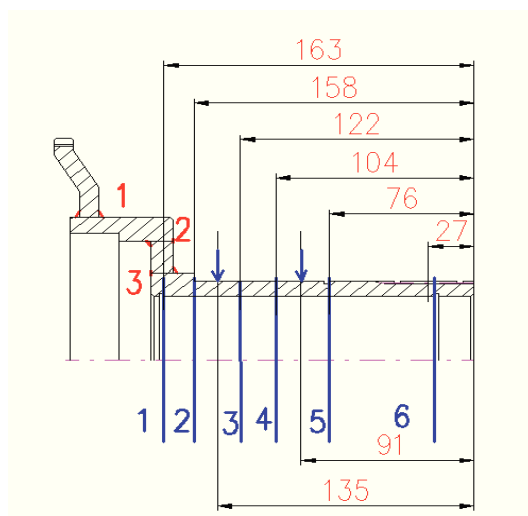
F_{rs2} - radiální síla působící na šnekovém kole

$$F_{rs2} = 16508,42 N$$

F_{as2} - axiální síla působící na šnekovém kole

$$F_{as2} = 4247,05 N$$

Určení kritických míst hřídele



Obr. 36 Schéma kritických míst hřídele šnekového kola

Výpočet redukovaných momentů v kritických místech

Ohybové momenty byly spočteny obdobným způsobem jako momenty u šnekového hřídele.

Tabulka č. 16 - Tabulka ohybových momentů v kritických místech

Průřez	Ohybový moment Z-Y(Nmm)	Ohybový moment Z-X (Nmm)	Ohybový moment celkový (Nmm)	Moment kroucí (Nmm)
1	0	0	0,00	1852200
2	0	1809,16	1809,16	1852200
3	496191,2	256979,9	558788,25	1852200
4	1073871	536770,9	1200550,61	1852200
5	1431790	659263,6	1576277,22	1852200
6	0	0	0,00	1852200

Výpočet napětí v ohybu příklad výpočtu pro průměr 5:

Výpočet modulu v ohybu:

$$W_{ohsk5} = \frac{\pi}{32} \cdot D_{hsk5}^3 - \frac{\pi}{32} \cdot d_{hsk5}^3 = \frac{\pi}{32} \cdot 96,5^3 - \frac{\pi}{32} \cdot 80^3 = 37957,52 \text{ mm}^3 \quad (114)$$

Výpočet napětí:

$$\sigma_{ohsk5} = \frac{M_{cs5}}{W_{ohsk5}} = \frac{1576277,22}{37957,52} = 41,53 \text{ MPa} \quad (115)$$

M_{cs5} - ohybový moment v místě číslo pět

Výpočet modulu v krutu:

$$W_{hsk5} = \frac{\pi}{16} \cdot D_{hsk5}^3 - \frac{\pi}{16} \cdot d_{hsk5}^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 96,5^3 - \frac{\pi}{16} \cdot 80^3 = 75915,04 \text{ mm}^3 \quad (116)$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_{hsk5} = \frac{Mk_{hsk}}{W_{hsk5}} = \frac{1852200}{75915,04} = 24,42 \text{ MPa} \quad (117)$$

Výpočet redukovaného napětí

$$k_{shsk5} = \frac{Re_{hrhsk}}{\sigma_{redhsk5}} = \frac{Re_{hrhsk}}{\sqrt{(\alpha_{ns5} \cdot \sigma_{ohsk5})^2 + 3 \cdot (\alpha_{thsk5} \cdot \tau_{hsk5})^2}} \geq 1,5 \quad (118)$$
$$k_{s1} = \frac{284}{\sqrt{(1,65 \cdot 41,53)^2 + 3 \cdot (1,5 \cdot 24,42)^2}} = 3,04 \geq 1,5$$

α_{nhsk5} a α_{thsk5} - jsou součinitele koncentrace napětí pro jednotlivé průřezy. Jsou závislé na tvaru součásti a odečítají se z diagramu dle literatury [5]. Použité diagramy jsou obsaženy v příloze diplomové práce.

Re_{hr} - mez kluzu pro hřídel z oceli 11 523,1 byla zjištěna dle strojnických tabulek na 284 MPa.

Tabulka č. 17 - Přehled součinitelů pro jednotlivé průřezy

Průřez	1	2	3	4	5	6
A _{ns4}	1,65	3	1,5	1,5	1,65	1,65
A _{ts4}	1,5	2,8	1,5	1,5	1,5	1,5

U průměru 3 a 4 se nevyskytuje žádný rádius, ale jen malé sražení. Z důvodu, že je rozdíl průměrů pouze 1 mm, byly součinitele odhadnuty na 1,5.

Tabulka č. 18 - Statická bezpečnost průřezů

Průřez	Normálové napětí (MPa)	Tečné napětí (MPa)	Statická bezpečnost
1	0,00	12,61	8,7
2	0,04	19,35	6,6
3	12,43	20,61	5,0
4	26,71	20,61	4,3
5	41,53	24,43	3,0
6	0,00	32,41	3,4

- Hřídel vyhovuje podmínkám statické bezpečnosti.

Kontrola průhybu hřídele:

Kontroluje se průhyb a natočení pod technologií a v místech uložení ložiskových těles.

Průhyb byl zkontrolován pomocí programu Pro ENGINEER.

Tabulka č. 19 - Tabulka dovolených a odečtených hodnot

Technologie	Dovolená hodnota	Odečtená hodnota
Ložisko levé 6020	Dovolené natočení 2'	0,008'
Ložisko pravé 6020	Dovolené natočení 2'	0,002'
Hřídel	Průhyb 0,03 mm Natočení 3÷7'	Průhyb 0,026mm Natočení 0,066

4.2.2 Kontrola ložisek planetového převodu

Hodnoty ložisek jsou brány dle katalogu výrobce společnosti SKF a normy ČSN 02 4630. Jsou spočteny pro spolehlivost 90% a teplotu do 100 °C.

Kontrola kuličkového ložiska SKF 6020

Jedná se o dvě staticky zatížená kuličková ložiska. Kontrola bude provedena pro zatíženější z obou ložisek.

Tabulka č. 20 - Tabulka hodnot ložiska SKF 6020

Dynamická únosnost C	63 700 N
Statická únosnost C_o	54 000N
Vnitřní průměr d	100 mm
Vnější průměr D	150 mm
Šířka ložiska B	24 mm
Hmotnost ložiska m	1,271 kg

Součinitel statické bezpečnosti pro statickou únosnost:

$$S_{0loz1} = \frac{C_{0loz1}}{F_{Ekloz1}} = \frac{54000}{63177,76} = 0,85 \quad (119)$$

F_{eval} - ekvivalentní zatížení axiálně pevného válečkového ložiska

$$F_{Ekloz1} = \sqrt{F_{RLA1}^2 + F_{RLA2}^2} = \sqrt{31652,16^2 + 54676,96^2} = 63177,76 N \quad (120)$$

Dovolená bezpečnost pro stroj v klidu ložisko s bodovým stykem se pohybuje dle strojírenských tabulek [1] od 0,4 až 1. Uvažujeme 0,6 vlivem velmi občasných středních rázů.

$$S_{0loz1}(0,85) > S_{0loz1dov}(0,6) \quad - \quad \text{ložisko vyhovuje}$$

Kontrola kuličkového ložiska SKF 6021

Ložisko přenáší pouze axiální sílu. Ta bude také brána jako ekvivalentní zatížení.

Tabulka č. 21 - Tabulka hodnot ložiska SKF 6021

Dynamická únosnost C	71 100 N
Statická únosnost C_o	65 500 N
Vnitřní průměr d	105 mm
Vnější průměr D	160 mm
Šířka ložiska B	26 mm
Hmotnost ložiska m	1,312 kg

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$P_{loz2} = F_{as2} = 4247,05 N \quad (121)$$

Základní trvanlivost dynamická:

$$L_{10hloz2} = \left(\frac{C_{loz2}}{P_{loz2}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_{poz} \cdot 60} = \left(\frac{71100}{4247,05} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1800 \cdot 60} = 43443,31h \quad (122)$$

n_{poz} - požadované otáčky ložiska

$$L_{10hloz2}(43443,31hodin) > L_{HP}(15360hodin) \quad - \quad \text{ložisko vyhovuje}$$

Kontrola kuličkového ložiska SKF 6010

Ložisko je zatěžováno pouze napínací silou z řemenového převodu.

Tabulka č. 22 - Tabulka hodnot ložiska SKF 6010

Dynamická únosnost C	22 900 N
Statická únosnost C_o	16 000 N
Vnitřní průměr d	50 mm
Vnější průměr D	80 mm
Šířka ložiska B	16 mm
Hmotnost ložiska m	0,26 kg

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska:

$$P_{loz3} = F_{RLa1} = 1152,69 \text{ N} \quad (123)$$

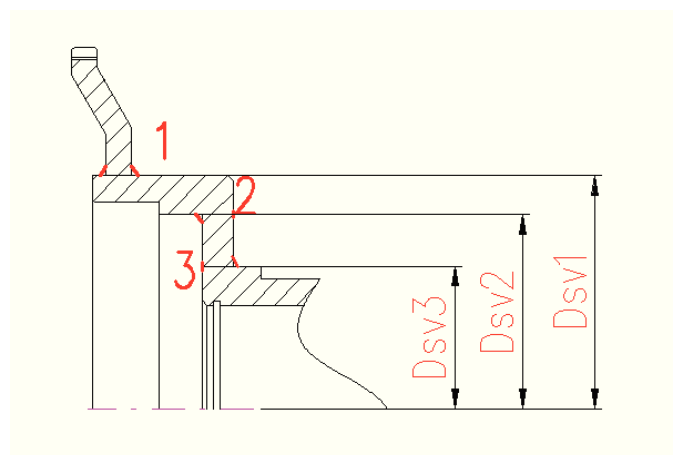
Základní trvanlivost dynamická:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_{loz3}}{P_{loz3}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_{poz} \cdot 60} = \left(\frac{16000}{1152,69} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1800 \cdot 60} = 24762,74 \text{ hodin} \quad (124)$$

$$L_{10hloz2} (24762,74 \text{ hodin}) \succ L_{HP} (15360 \text{ hodin}) \quad - \text{ ložisko vyhovuje}$$

4.2.3 Pevnostní kontrola svarů na hřídeli šnekového kola

Na hřídeli jsou řešena tři svařovaná místa, která jsou zatěžována kroutícím momentem. Místo 2 a 3 je navíc zatíženo také axiální silou. Výpočet bude proveden pro nejzatíženější místo 3.



Obr. 37 Svarové spojení součástí hřídele šnekového kola

Výpočet napětí v koutového svaru přenášejícího kroutící moment:

Modul průřezu v krutu:

$$W_{kSV3k} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_{SV3k} + 2 \cdot a_{SV3k})^4 - D_{SV3k}^4}{\frac{D_{SV3k} + 2 \cdot a_{SV3k}}{2}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(110 + 2 \cdot 7)^4 - 110^4}{\frac{110 + 2 \cdot 7}{2}} = 142529,78 \text{ mm}^3 \quad (125)$$

Součinitel velikosti svaru:

$$\beta_{SV3k} = 1,3 - 0,03 \cdot t_{SV3k} = 1,3 - 0,03 \cdot 9,9 = 1,003$$

t_{SV3k} - nosná plocha koutového svaru

$$t_{SV3k} = \sqrt{a_{SV3k}^2 + a_{SV3k}^2} = \sqrt{7^2 + 7^2} = 9,9 \text{ mm} \quad (126)$$

Napětí od kroutícího momentu:

$$\tau_{II}^{MK} = \frac{Mk_{hsk}}{W_{kVS3k}} \cdot \frac{1}{K_4} = \frac{1852200}{142529,78} \cdot \frac{1}{0,65} = 19,99 \text{ MPa} \quad (127)$$

K₄ - převodní součinitel dle ČSN 05 0120

Tabulka č. 23 - Převodní součinitelé podle ČSN 05 0120

Koutový svar		Součinitele pro různé svařování		
		El.oblouk	Tavidlo	Jednovrstvé
Čelní	K ₃	0,75	0,90	1,0
Boční	K ₄	0,65	0,80	0,90

Dovolené napětí koutového svaru:

$$\tau_{II}^{MK} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1,003 \cdot \frac{441}{2} = 220,5 \text{ MPa} \quad (128)$$

R_e - mez kluzu. Pro daný materiál (ocel 11 523) se pohybuje dle strojnických tabulek v rozmezí od 441 do 667 MPa. Pro výpočet volím nejnižší mez - 441MPa.

k_s - bezpečnost svaru. Volím ze stejných důvodů jako v předcházejících výpočtech 2.

Napětí ve svaru je menší, než napětí maximální - **spoj vyhovuje.**

Výpočet napětí v tupém svaru přenášející axiální sílu:

Průřez:

$$S_{SV3t} = \pi \cdot D_{SV3t} \cdot T_{SV3t} = \pi \cdot 110 \cdot 5 = 1727,88 \text{ mm}^2 \quad (129)$$

T_{SV3t} - nosný průřez tupého svaru

Napětí od axiální síly:

$$\tau_{SV3AX} = \frac{F_{s2}}{S_{SV3t}} \cdot \frac{1}{K_2} = \frac{4247,05}{1727,88} \cdot \frac{1}{0,7} = 3,51 \text{ MPa} \quad (130)$$

Tabulka č. 24 - Převodní součinitele podle ČSN 05 0120

Napínání	Převodní součinitele tupého svaru			
Tlak	k_1	1,0		
Tah	k_1	0,85	0,90	1,0
Smyk	k_2	0,7		

Dovolené napětí koutového svaru:

$$\tau_{SV3AX} \leq \frac{R_e}{k_s} = \frac{441}{2} = 220,5 \text{ MPa} \quad (131)$$

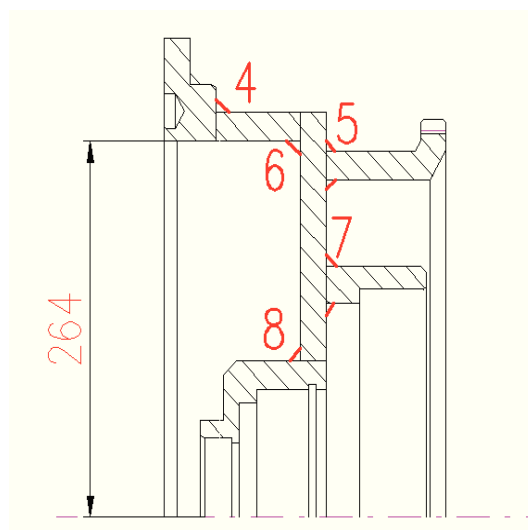
k_s - bezpečnost svaru. Volím ze stejných důvodů jako v předcházejících výpočtech 2.

Tečné napětí působící ve svaru je nižší než napětí dovolené - **spoj vyhovuje**.

Svarový spoj v místě tří vyhovuje pevnostním podmínkám. Zatížení pro místa jedna a dvě je zbytečné počítat, jelikož na tyto svary působí stejné síly jako na svar v místě tři, ale jejich nosná plocha je vlivem většího průměru větší, než u kontrolovaného svaru.

Kontrola svarů na druhém dílci

Nejnebezpečnější místo na druhém svařovaném dílci je v místě svaru 6. Proto zkontrolujeme napětí v tomto svaru, a pokud bude vyhovovat pevnostní kontrole, budeme předpokládat, že jí budou vyhovovat i ostatní napětí ve svarech.



Obr. 38 Schéma nebezpečných míst na druhém dílci

Pevnostní kontrola byla provedena obdobným způsobem jako u výpočtu koutového svaru přenášejícího kroutící moment z minulé kapitoly.

Tabulka č. 25 - Výsledky kontroly druhého svaru

Zadané hodnoty		Vypočtené hodnoty	
Průměr svaru	264mm	Modul průřezu	672462,01mm
Velikost svaru	6 mm	Součinitel velikosti svaru	1,045
Bezpečnost	2	Napětí od kroutícího momentu [MPa]	4,24
Součinitel K_4	0,65	Dovolené napětí koutového svaru	230MPa
Mez kluzu použité oceli	441MPa		
Materiál	11 523,1		

Výsledné dovolené napětí je vyšší než napětí ve spoji - **spoj tedy vyhovuje.**

4.2.4 Kontrola ozubených kol planetové převodovky

Kontrola ozubených kol planetové převodovky byla provedena v programu „PEVNOST“ vyvinutém na Katedře částí a mechanismů strojů na VŠB-TU Ostrava. Kontrolován byl přenos momentu z centrálního kola na satelit a ze satelitu na korunové kolo. Zuby vyhověly bez problému pevnostní kontrole. Print Screany z výpočtu jsou obsaženy v příloze diplomové práce.

5 Závěr

V diplomové práci byla rozebrána problematika běhových testů převodovek v uzavřeném okruhu. Převážně jsem se zabýval druhy napínacích zařízení, z kterých jsem vybral nejvhodnější způsob pro rekonstrukci zařízení dle zadání. Zvolený druh namáhání byl dále konstrukčně navržen. Součástí diplomové práce bylo rovněž zpracování výkresové a výpočetní dokumentace nově navržených dílů a kontrola dílů stávajících. Dosažené výsledky jsou formulovány v popisu zařízení.

Popis zařízení:

Součásti daného zařízení jsou navrženy tak, aby dokázaly vyvodit požadované napětí s dostatečnou minimální bezpečností 1.5. Bezpečnost jednotlivých součástí byla volena v závislosti na jejích funkcích ve stroji a provozních podmínkách. Zařízení by mělo pracovat minimálně 18 000 hodin. Potom je potřeba vyměnit ložisková tělesa 6021 a 6010.

Zařízení bylo navrženo a pevnostně zkontrolováno tak, aby dokázalo vyvodit maximální napětí 400.Nm, což odpovídá výstupnímu krouticímu momentu hydromotoru 130 Nm. Zvolený hydromotor dokáže vyvodit krouticí moment až 525 Nm. Zařízení ale na tento moment není zkonstruováno. Pokud bude potřeba vyvození většího předpětí, bude nutné součásti pevnostně zkontrolovat na nový krouticí moment.

Mazání šnekového soukolí bude řešeno nádobkou s olejem umístěnou pod šnekem. Ložiska mazat dle pokynů výrobce (firma SKF).

Při montáži zařízení bude nutné udělat konstrukční úpravy stávajícího celku. Jedná se zejména o odstranění části žeber a vyvrtání děr pro šrouby a kolíky. Dané operace by neměly být nijak nákladné a neohrozí novou funkci stroje.

Zakoupený rotační hydromotor je po případném ukončení provozu zařízení možné využít v jiných pokusných zařízeních v rámci katedry nebo jej odprodat.

6 Použitá literatura a elektronické dokumenty

- [1] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: *Strojírenské tabulky*. 3.dopl. vyd. Scientia Praha, 1999, ISBN 80-7183-164-6.
- [2] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1.vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] Boháček F. a kol.: *Části a mechanismy strojů III.. Převody*. 2.vydání. Skripta VUT Brno, 1987.
- [5] Moravec V., Pišťáček D.: *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. 1.vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-0980-9.
- [6] Bolek A., Kochman J.: *Části strojů. 2.svazek*. 5.vydání. SNTL Praha, 1990, ISBN 80-03-00426-8.
- [7] Moravec V., Dejl Z., Němček M., Folta Z., Havlík J.: *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. VŠB-TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-7225-304-3.
- [8] Němček M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. 1.vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2002, ISBN 80-248-0050-0.
- [9] <http://gearcutting.blogspot.com/2008/02/pitting-and-failure-due-to-plastic-flow.html>
- [10] J.Havlík: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2007.
- [11] Katalog firmy POCLAIN HYDRAULICS, s.r.o. <http://www.poclain-hydraulics.com/>
- [12] Interaktivní katalog SKF. http://www.skf.com/portal/skf_cz/home
- [13] Kaláb.K.: *Technická příručka*, <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-pojehridelnaboj.pdf>

Použité vzorce

[2] Vzorce číslo: 65,66,67,68,69,70,71,72,73,74,75,76,77,78,79,80

[3] Vzorce číslo: 102,103,104,105,106,107

[4] Vzorce číslo: 14,15,16,17,18,25,26,30,31,32,33,34,35,36,37,38,39,40,41,42,43,44,45,
46,47,48,49,50,51,54,55,56,57,58,59,60,61,62,63

[6] Vzorce číslo: 6,7,8,9,10,11,52,53,92,93,94,118

[8] Vzorce číslo: 125,126,127,128,129,130,131

[10] Vzorce číslo: 1,2,3,4,5,12,13,19,20,21,22

[12] Vzorce číslo: 95,96,119,120,121,122,123,124

[13] Vzorce číslo: 97,98,99,100,101

7 Seznam obrázků

Obr. 1	Ozubené kolo poškozené pittingem a lomem	12
Obr. 2	Zkoušky v otevřeném okruhu	12
Obr. 3	Zkoušky v uzavřeném okruhu	13
Obr. 4	Niemannův zkušební okruh	13
Obr. 5	Uzavřený tok výkonu ve stroji	14
Obr. 6	Fotografie zařízení pro běhové zkoušky na VŠB-TU Ostrava	14
Obr. 7	Současný stav stroje	15
Obr. 8	Schéma - varianta II.	18
Obr. 9	Schéma - varianta III.	19
Obr. 10	Schéma – varianta IV.	20
Obr. 11	Předběžné schéma zvoleného řešení	21
Obr. 12	Výpočtové schéma stroje a označení jednotlivých hřídelů	22
Obr. 13	Schéma planetových převodů a šneku	23
Obr. 14	Rozložení pohybů v planetové převodovce	23
Obr. 15	Celkové rozdělení planetové převodovky	24
Obr. 16	Planeta s brzděným korunovým kolem	25
Obr. 17	Schéma rychlostí jednotlivých členů	26
Obr. 18	Planeta s brzděným unášečem	27
Obr. 19	Ukázka podmínky vůle mezi satelity	30
Obr. 20	Silové působení na planetové převodovce	31
Obr. 21	Schéma šnekového převodu	35
Obr. 22	Schéma silových poměrů na šnekovém soukolí	44
Obr. 23	Rozklad sil	45
Obr. 24	Tuhá kotoučová spojka	47
Obr. 25	Způsoby složení šnekového kola	49
Obr. 26	Spojení vñnce šnekového kola s tělesem šnekového kola	49
Obr. 27	Plocha přenosu síly	52
Obr. 28	Schéma uchycení hydromotoru k rámu stroje	53
Obr. 29	Schéma sil ohybových a kroutících momentů působících na šnekový hřídel v tečném a normálovém směru	56
Obr. 30	Rozdělení šnekového hřídele na nebezpečné průměry	57
Obr. 31	Drážkové spojení evolventní	61
Obr. 32	Diagram určení dovoleného tlaku v drážkovém spojení	62
Obr. 33	Schéma sil na hřídeli šnekového kola a v jeho uchycení	64

Obr. 34 Schéma výpočtu napínací síly a sil na hřídeli h_1	65
Obr. 35 Přenos sil mezi ložiskem a hřídelem šnekového kola	66
Obr. 36 Schéma kritických míst hřídele šnekového kola	67
Obr. 37 Svarové spojení součástí hřídele šnekového kola	71
Obr. 38 Schéma nebezpečných míst na druhém dílci	74

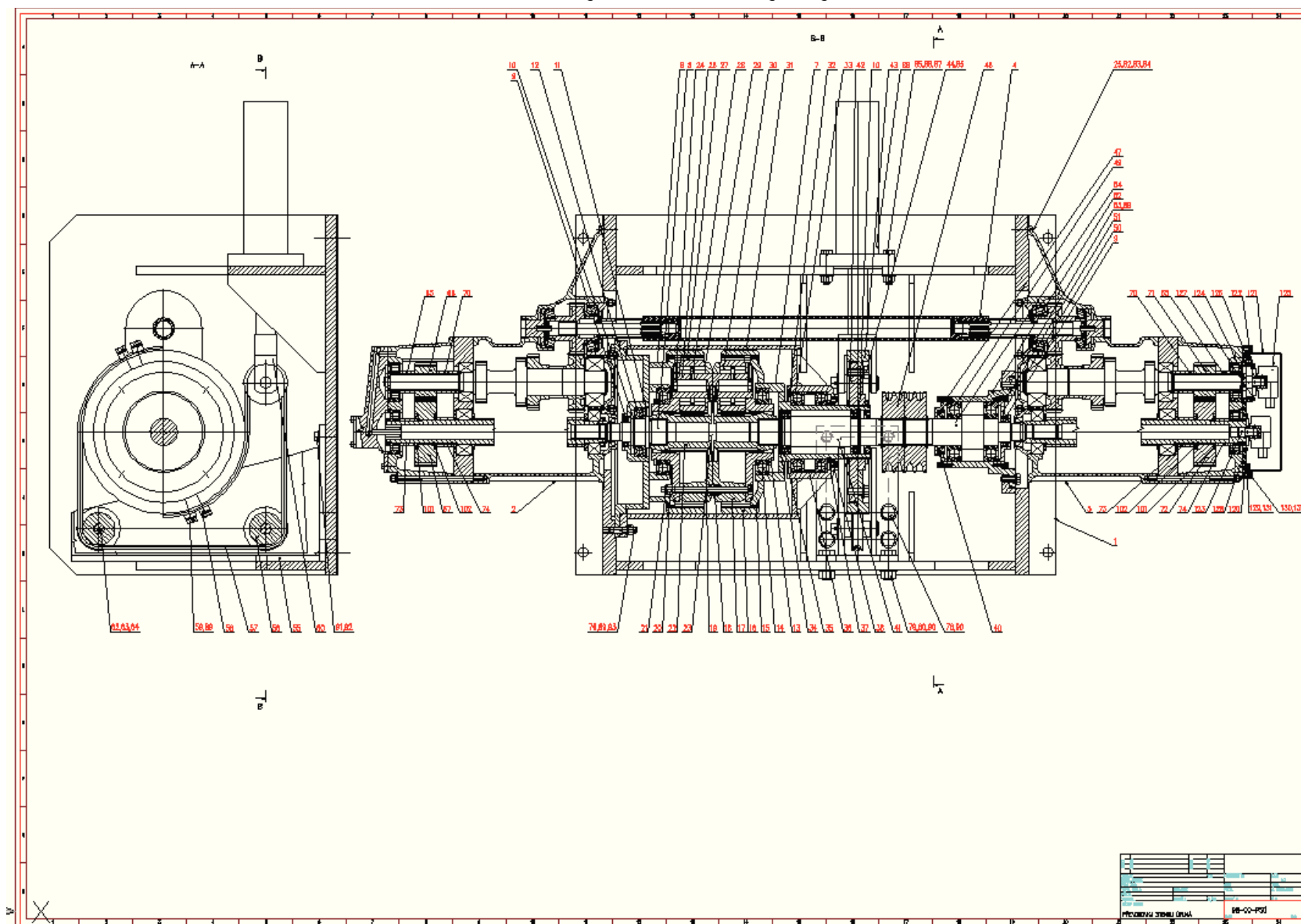
8 Seznam příloh

- Příloha č.1** - Zadaný technický výkres zařízení.
- Příloha č.2** - Zadaný technický výkres celého zařízení pro běhové zkoušky.
- Příloha č.3** - Výpis z katalogu firmy SKF – parametry ložiskového tělesa.
- Příloha č.4** - Použité diagramy koeficientů koncentrace napětí α .
- Příloha č.5** - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“. Převod mezi centrálním kolem a satelitem zadané parametry.
- Příloha č.6** - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“. Převod mezi centrálním kolem a satelitem vypočtené parametry.
- Příloha č.7** - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“. Převod mezi satelitem a korunovým kolem zadané parametry.
- Příloha č.8** - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“. Převod mezi satelitem a korunovým kolem vypočtené parametry.
- Příloha č.9** - Rozbor místa a předběžný rozměrový návrh.
- Příloha č.10** - Tabulka součinitelů smykového tření na metrickém závitu.
- Příloha č.11** - Parametry ložiska SKF 6210 EXPLORER.
- Příloha č. 12** - Hydromotor MSE O2
- Příloha č. 13** - Výkresová dokumentace

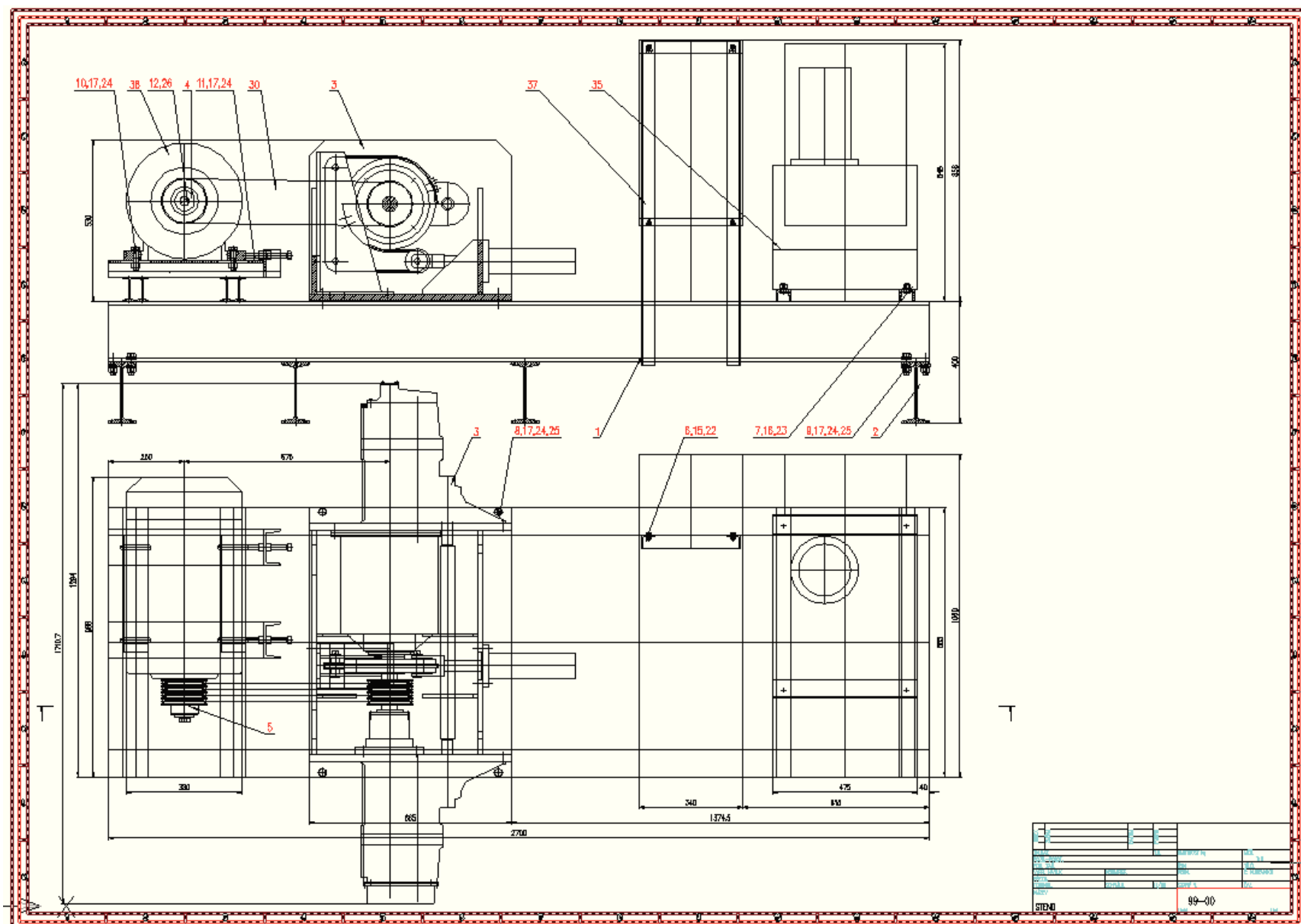
9 Seznam tabulek

Tabulka č. 1	- Přehled otáček a obvodových rychlostí jednotlivých dílců	29
Tabulka č. 2	- Tabulka účinnosti šnekového převodu	37
Tabulka č. 3	- Tabulka provozních součinitelů K_A	37
Tabulka č. 4	- Tabulka součinitelů K_V	38
Tabulka č. 5	- Tabulka součinitelů deformace šneku	38
Tabulka č. 6	- Tabulka volby pomocného součinitele	39
Tabulka č. 7	- Tabulka závislosti poměrného hlavového převýšení na počtu zubů šneku	41
Tabulka č. 8	- Tabulka volby součinitele q v závislosti na modulu	41
Tabulka č. 9	- Tabulka součinitele tvaru zubu	43
Tabulka č. 10	- Tabulka vypočítaných normálových a tečných momentů v nebezpečných místech hřídele	58
Tabulka č. 11	- Přehled součinitelů pro jednotlivé průřezy	59
Tabulka č. 12	- Statická bezpečnost průřezů	59
Tabulka č. 13	- Tabulka dovolených a odečtených hodnot	60
Tabulka č. 14	- Výpis z katalogu SKF	60
Tabulka č. 15	- Výpis z katalogu SKF	63
Tabulka č. 16	- Tabulka ohybových momentů v kritických místech	67
Tabulka č. 17	- Přehled součinitelů pro jednotlivé průřezy	68
Tabulka č. 18	- Statická bezpečnost průřezů	69
Tabulka č. 19	- Tabulka dovolených a odečtených hodnot	69
Tabulka č. 20	- Tabulka hodnot ložiska SKF 6020	70
Tabulka č. 21	- Tabulka hodnot ložiska SKF 6021	70
Tabulka č. 22	- Tabulka hodnot ložiska SKF 6010	71
Tabulka č. 23	- Převodní součinitelé podle ČSN 05 0120	72
Tabulka č. 24	- Převodní součinitelé podle ČSN 05 0120	73
Tabulka č. 25	- Výsledky kontroly druhého svaru	74

Příloha č.1 - Zadaný technický výkres zařízení.



Příloha č.2 - Zadaný technický výkres celého zařízení pro běhové zkoušky.



Příloha č.3 - Výpis z katalogu firmy SKF – parametry ložiskového tělesa.

Dělená stojatá ložisková tělesa ,Řada SNL pro ložiska s válcovou dírou, se standardním těsněním

Informace o výrobku

Hřídel		Odpovídající ložiska (základní označení)				Ložiskové těleso Hlavní rozměry				Hmotnost	Označení Pouze ložiskové těleso	Úplné ložiskové těleso s				
d_a	d_b	Naklápací	Soudečková ložiska	Ložisko		CARB	A	L	H	H_1		těsnění s	Těsnicí	labyrintová	Takonitová	
		kuličková ložiska											těsnicím břítem	V-kroužky	těsnění	těsnění
mm	mm	-	-	-	-	-	mm	mm	mm	mm	kg	-	-	-	-	-
60	60	1210	2210	-	22210	C 2210	90	205	113	60	3,00	SNL 210	SNL 210 TG	SNL 210 TA	SNL 210 TS	SNL 210 TND

Označení pro objednání

Pouze ložiskové těleso SNL 210

Těsnění

TSN 210 G TSN 210 A 2 x TSN 210 S 2 x TSN 210 ND

Koncové víko

ASNH 512-610

Spojovací šrouby

Velikost [mm]	M 10x55
Dopor. utahovací moment [Nm]	50
Max. přípustné zatížení [kN]	
F120°	50
F150°	30
F180°	25

Odpovídající přípojovací šrouby

Velikost [mm]	12
Dopor. utahovací moment [Nm]	80

Rozměry kolíků

Průměr (max)	6
Vzdálenost středu J6	188
Vzdálenost středu J7	22

Mezní zatížení, ložiskové těleso, kN

P0*	170
P65*	265
P90*	155
P120*	120
P150*	110
P180*	130
Pa	85

Mezní hodnota P0* platí pouze pokud není ložiskové těleso podepřeno na celé ploše dolní části

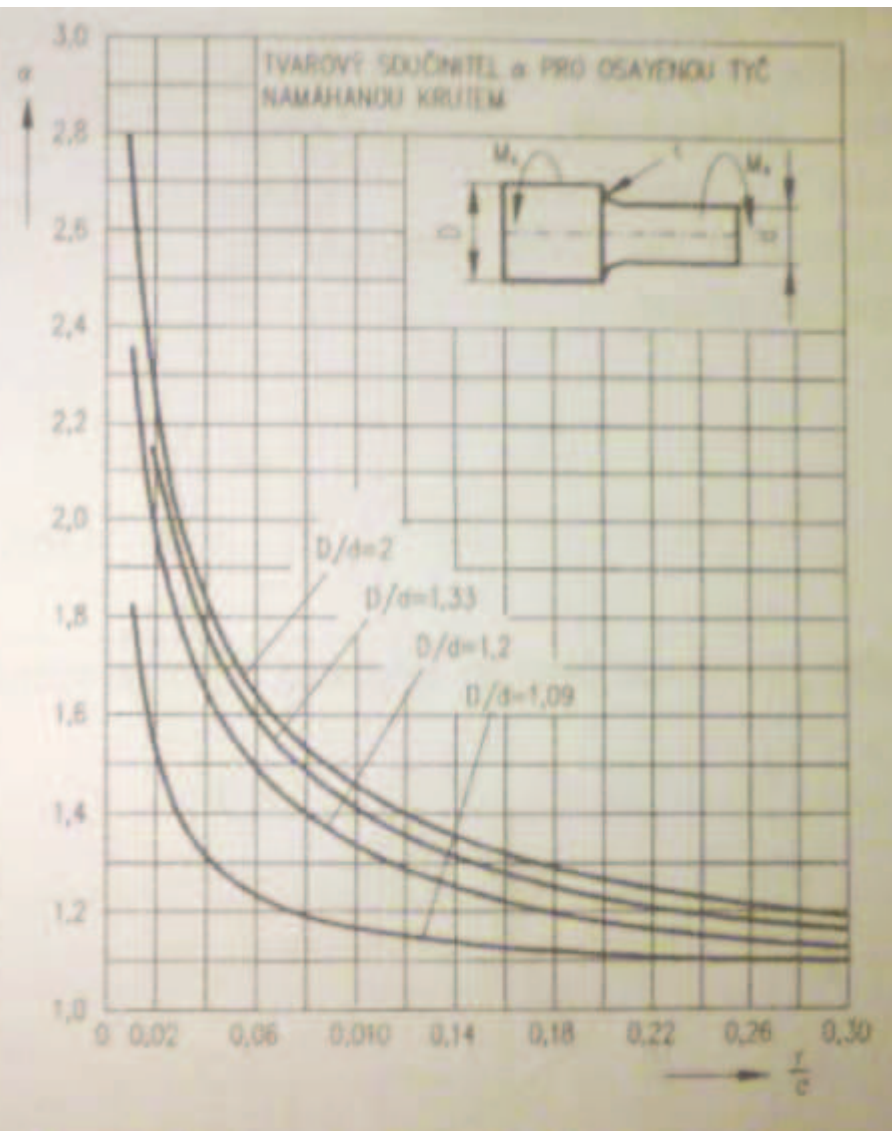
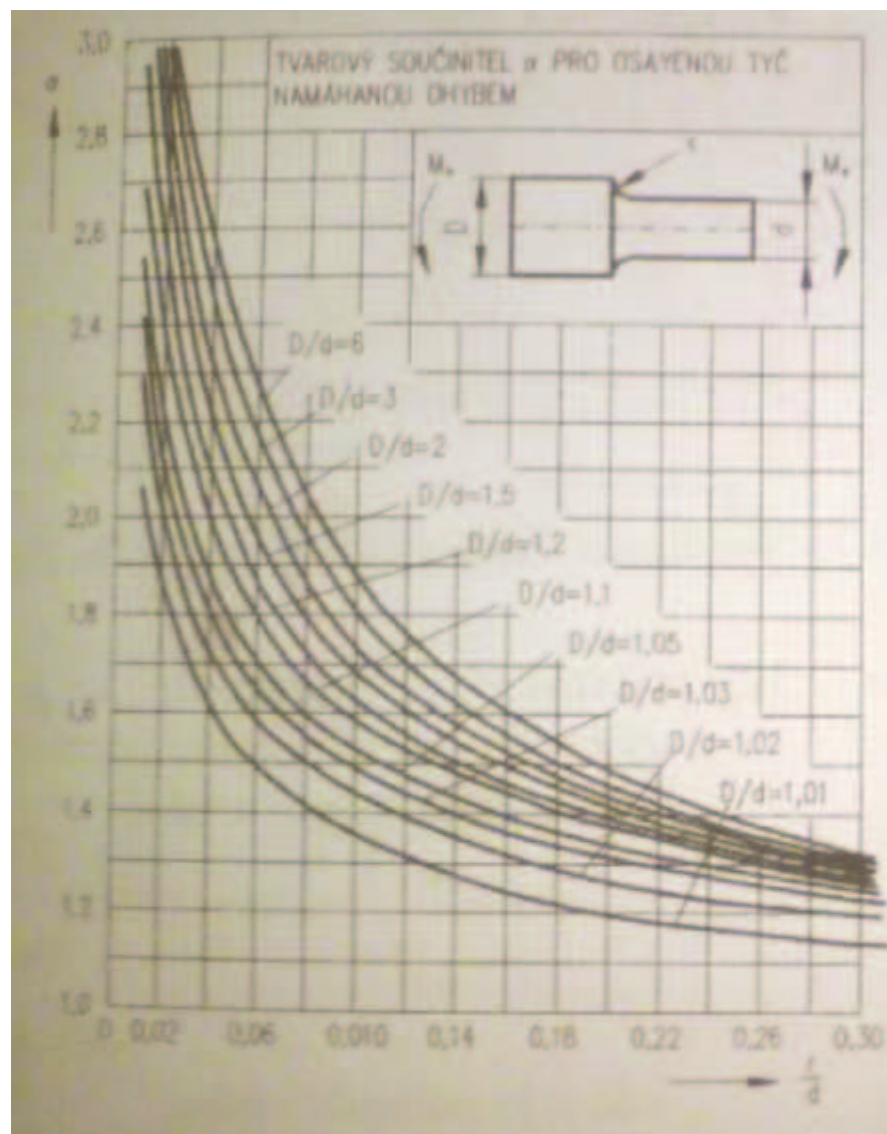
Odpovídající ložiska a příslušenství SKF

Ložisko	Pojistná matice	Pojišťovací zařízení	Axiální vodící kroužky
1210 ETN9	KM 10	MB 10	2 x FRB 10,5/90
2210 ETN9	KM 10	MB 10	2 x FRB 9/90
-	-	-	-
22210 E	KM 10	MB 10	2 x FRB 9/90
C 2210 TN9	KMFE 10	-	2 x FRB 9/90

Množství plastického maziva [kg]

První náplň	0,075
Domazávání	0,01

Příloha č.4 - Použité diagramy koeficientů koncentrace napětí α .



Příloha č.5 - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“. Převod mezi centrálním kolem a satelitem zadané parametry.

Geometrie ozubení

z_1	18.0	
z_2	30.0	
m_n	3.500	[mm]
β	0.000	[°]
α_n	20.000	[°]
h_{a1}^*	1.000	
h_{a2}^*	1.000	
c_1^*	1.250	
c_2^*	1.250	
ρ_{f1}^*	0.380	
ρ_{f2}^*	0.380	
x_1	0.0000	
x_2	0.0000	
a_w	84.000	[mm]
d_{a1}	63.000	[mm]
d_{a2}	105.000	[mm]

OK

Help

Moduly

Zadání materiálových konstant

PASTOREK

Vyber

σ_{Flimb1}^0	700.0	[MPa]
σ_{Hlim1}^0	1270.0	[MPa]
V_{HV1}	650	
J_{HV1}	250	
R_{m1}	785.0	[MPa]
R_{e1}	588.0	[MPa]
q_{F1}	9.0	
q_{H1}	10.0	
N_{Flim1}	3E+6	
N_{Hlim1}	10E+7	
E_1	2.1E+5	[MPa]
ν_1	0.300	

Mat. 14 220

cementovaná kalená

Ok

Help

KOLO

Vyber

σ_{Flimb2}^0	700.0	[MPa]
σ_{Hlim2}^0	1270.0	[MPa]
V_{HV2}	650	
J_{HV2}	250	
R_{m2}	785.0	[MPa]
R_{e2}	588.0	[MPa]
q_{F2}	9.0	
q_{H2}	10.0	
N_{Flim2}	3E+6	
N_{Hlim2}	10E+7	
E_2	2.1E+5	[MPa]
ν_2	0.300	

Mat. 14 220

cementovaná kalená

Zatěžující údaje

Metoda výpočtu

☒ A - Statické zatížení

☐ B - Ekvivalentní zatížení

T_1	126.0	[N·m]
n_1	1800.0	[ot/min]
N_{K1}	6E+7	[cyklů]
N_{K2}	3E+7	[cyklů]
Y_{A1}	1.000	Help
Y_{A2}	1.000	Help
K_A	1.250	Help
K_{AS}	1.500	Help

☒ Cykly
 ☐ Obv. síla F
 ☐ Hodiny
 ☒ Moment T

Ok

Help

Stupně přesnosti a úchytky kol

Mezní úchytky podle ČSN 01 4682

Pro nedefinované mezní úchytky je nutno zadat tyto přímo jako změřené

Stupeň přesnosti

IT_1 8

 IT_2 8

Mezní úchytky

$f_{pb1} = 19.0$

 $f_{pb2} = 19.0$

Změřené úchytky

f_{pbr1}

 f_{pbr2}

Rozměry v μm

Ok

Help

Nuluj

(Koeficient $KH\beta$ byl určen dle zátěžného schématu na 1,3)

Příloha č.6 - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“.

Převod mezi centrálním kolem a satelitem vypočtené parametry.

ČSN 01 4686 verze 1.2 © M. Němček 2009

Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet

Typ ozubení

☒ Vnější

☐ Vnitřní

Geometrie

Materiály

Zatížení

Rozměry

Přesnost

KHB

Součinitele

Ulož

Načti

Help

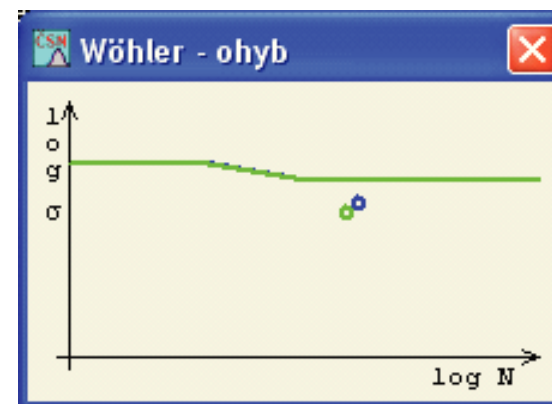
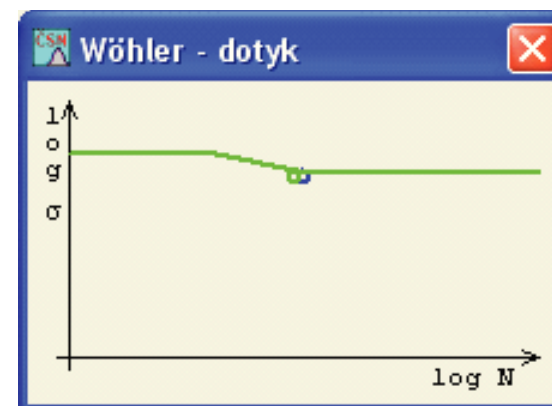
Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1} = 333.3	σ_{F2} = 241.5	σ_{H1} = 1104.6	σ_{H2} = 1076.1
σ_{FP1} = 806.6	σ_{FP2} = 810.7	σ_{HP1} = 1336.6	σ_{HP2} = 1432.5
S_{F1} = 2.420	S_{F2} = 3.357	S_{H1} = 1.210	S_{H2} = 1.331
σ_{Fmax1} = 499.9	σ_{Fmax2} = 362.2	σ_{Hmax1} = 1352.8	σ_{Hmax2} = 1318.0
σ_{FPmax1} = 1584.8	σ_{FPmax2} = 1638.5	σ_{HPmax1} = 2600.0	σ_{HPmax2} = 2600.0
K_F = 1.972	K_{Fv} = 1.256	σ_{H01} = 773.0	σ_{H02} = 753.1
$K_{F\alpha}$ = 1.001	$K_{F\beta}$ = 1.254	Z_B = 1.026	Z_D = 1.000
Y_ϵ = 0.773	Y_β = 1.000	K_H = 2.042	K_{Hv} = 1.256
Y_{FS1} = 5.175	Y_{FS2} = 3.750	$K_{H\alpha}$ = 1.000	$K_{H\beta}$ = 1.300
Y_{Fe1} = 3.994	Y_{Fe2} = 2.680	K_A = 1.250	K_{AS} = 1.500
Y_{Se1} = 1.295	Y_{Se2} = 1.399	Z_ϵ = 0.925	Z_H = 2.495
Y_{Srel1} = 1.000	Y_{Srel2} = 1.000	Z_{N1} = 1.052	Z_{N2} = 1.128
Y_{N1} = 1.000	Y_{N2} = 1.000	Z_E = 191.646	Z_β = 1.000
Y_{X1} = 1.000	Y_{X2} = 1.000		
$Y_{\delta 1}$ = 1.152	$Y_{\delta 2}$ = 1.158		
Y_{s1} = 1.596	Y_{s2} = 1.660		
$Y_{\delta St1}$ = 1.449	$Y_{\delta St2}$ = 1.498		
$Y_{\delta StT1}$ = 1.600	$Y_{\delta StT2}$ = 1.600		

VÝPOČET JE POUZE INFORMATIVNÍ

$s_{r1} < 3.5 \cdot m_n$ $s_{r2} < 3.5 \cdot m_n$



Příloha č.8 - Výsledky pevnostní kontroly ozubených soukolí v programu „Pevnostní výpočet“. Převod mezi satelitem a korunovým kolem vypočtené parametry.

ČSN 01 4686 verze 1.2 © M. Němček 2009

Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet

Typ ozubení

☐ Vnější

☒ Vnitřní

Geometrie

Materiály

Zatížení

Rozměry

Přesnost

KHB

Součinitele

Ulož

Načti

Help

Konec

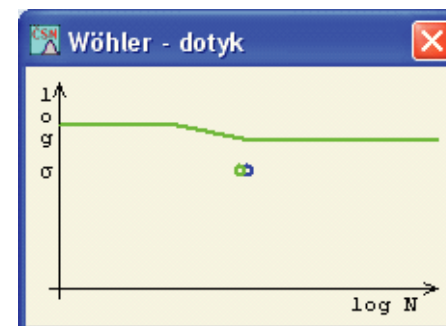
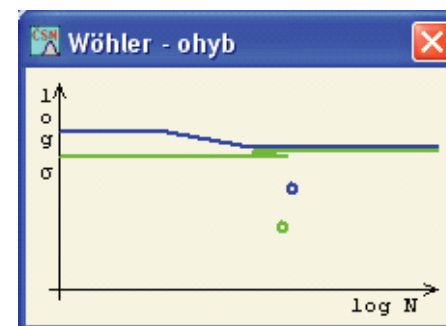
Výpočet

OHYB

σ_{F1}	= 117.0	σ_{F2}	= 18.6
σ_{FP1}	= 847.2	σ_{FP2}	= 724.7
S_{F1}	= 7.240	S_{F2}	= 38.995
σ_{Fmax1}	= 175.5	σ_{Fmax2}	= 27.9
σ_{FPmax1}	= 1772.6	σ_{FPmax2}	= 541.6
K_F	= 3.429	K_{Fv}	= 1.370
$K_{F\alpha}$	= 1.956	$K_{F\beta}$	= 1.280
Y_ϵ	= 0.609	Y_β	= 1.000
Y_{Fs1}	= 3.862	Y_{Fs2}	= 0.613
Y_{Fa1}	= 2.529	Y_{Fa2}	= 2.044
Y_{Sa1}	= 1.527	Y_{Sa2}	= 0.300
Y_{Sarel1}	= 1.000	Y_{Sarel2}	= 1.000
Y_{N1}	= 1.000	Y_{N2}	= 1.000
Y_{X1}	= 1.000	Y_{X2}	= 1.000
$Y_{\delta 1}$	= 1.210	$Y_{\delta 2}$	= 1.035
Y_{s1}	= 1.819	Y_{s2}	= 0.357
$Y_{\delta St1}$	= 1.621	$Y_{\delta St2}$	= 0.495
$Y_{\delta StT1}$	= 1.600	$Y_{\delta StT2}$	= 1.600

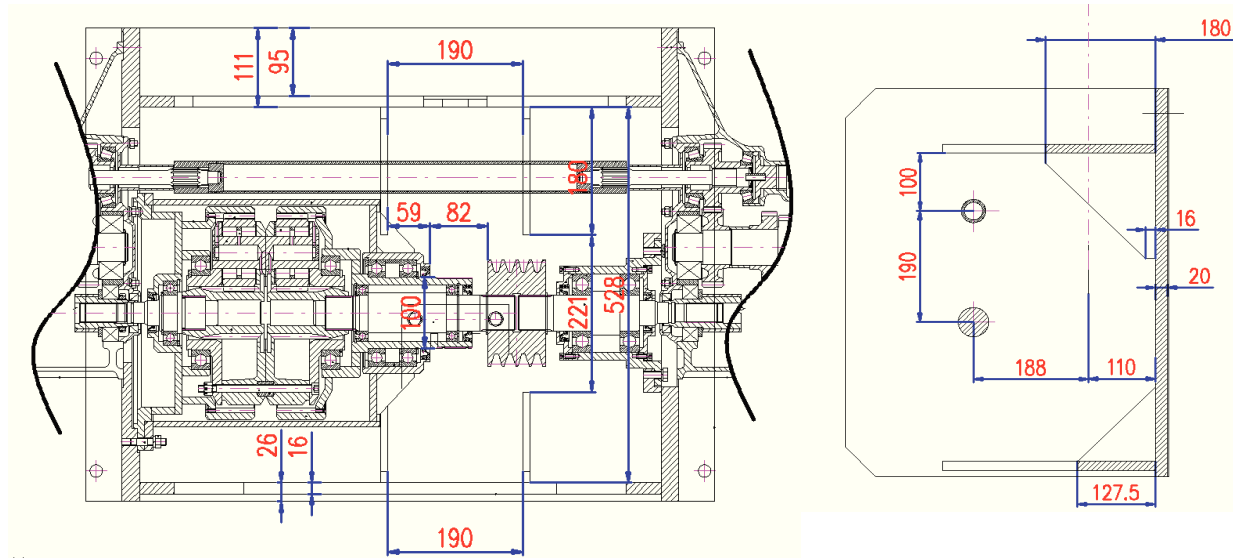
DOTYK

σ_{H1}	= 301.1	σ_{H2}	= 279.7
σ_{HP1}	= 1336.6	σ_{HP2}	= 1432.5
S_{H1}	= 4.439	S_{H2}	= 5.122
σ_{Hmax1}	= 368.7	σ_{Hmax2}	= 342.5
σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
σ_{H01}	= 225.6	σ_{H02}	= 209.6
Z_B	= 1.077	Z_D	= 1.000
K_H	= 1.780	K_{Hv}	= 1.370
$K_{H\alpha}$	= 1.000	$K_{H\beta}$	= 1.300
K_A	= 1.000	K_{As}	= 1.500
Z_ϵ	= 0.825	Z_H	= 2.495
Z_{N1}	= 1.052	Z_{N2}	= 1.128
Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

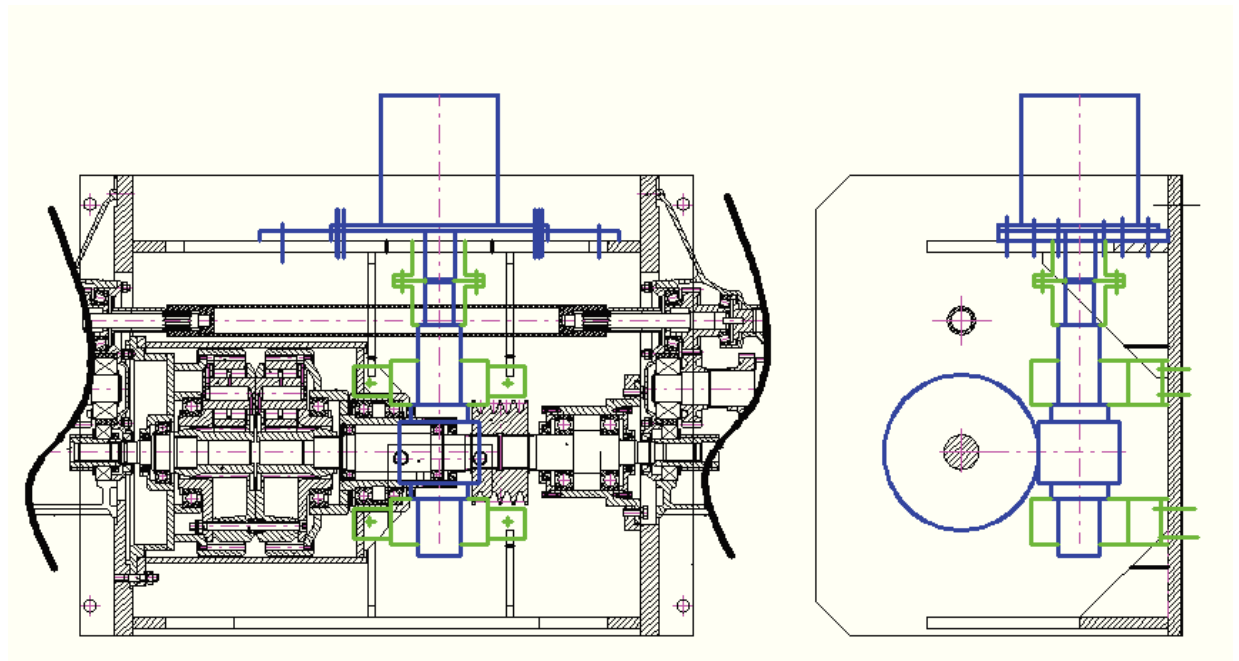


Příloha č.9 - Rozbor místa a předběžný rozměrový návrh.

Prostor pro konstrukci:



Umístění napínacího zařízení:



Příloha č.10 - Tabulka součinitelů smykového tření na metrickém závitu

f_z	povrchová úprava šroubu	závity mazány
0,19 až 0,36	žádná	ne
0,16 až 0,24		olejem
0,12 až 0,18		pastou MoS ₂
0,28 až 0,40	fosfátový	ne
0,17 až 0,30		olejem
0,13 až 0,17		pastou MoS ₂
0,10 až 0,185	kadmiováný	ne
0,10 až 0,17		olejem
0,13 až 0,17		pastou MoS ₂

Příloha č.11 - Parametry ložiska SKF 6210 EXPLORER

Kuličková ložiska, jednořadá, nezakryté

Informace o výrobku

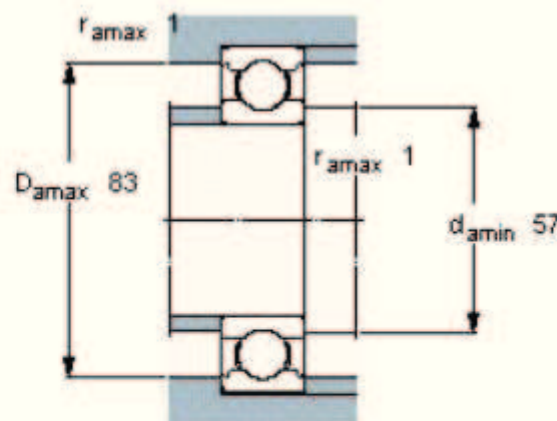
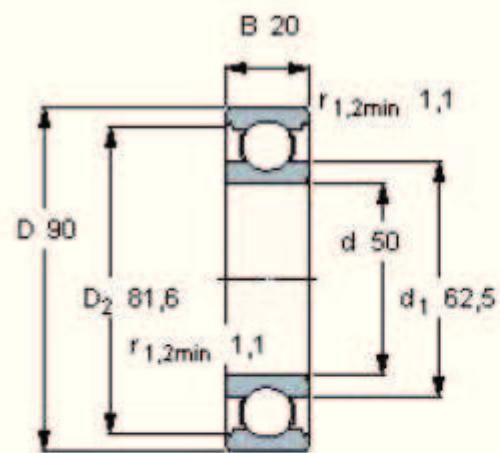
Tolerance , viz rovněž text

Radiální vnitřní vůle , viz rovněž text

Doporučená uložení

Tolerance hřídele a tělesa

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení
d	D	B	dynamická	statická	únavové	Referenční	Mezní		
mm			C	C ₀	zátížení	otáčky	otáčky	kg	-
			kN		P _u	min ⁻¹			
50	90	20	37,1	23,2	0,98	15000	10000	0,46	6210



součinitelé

k_r 0,025

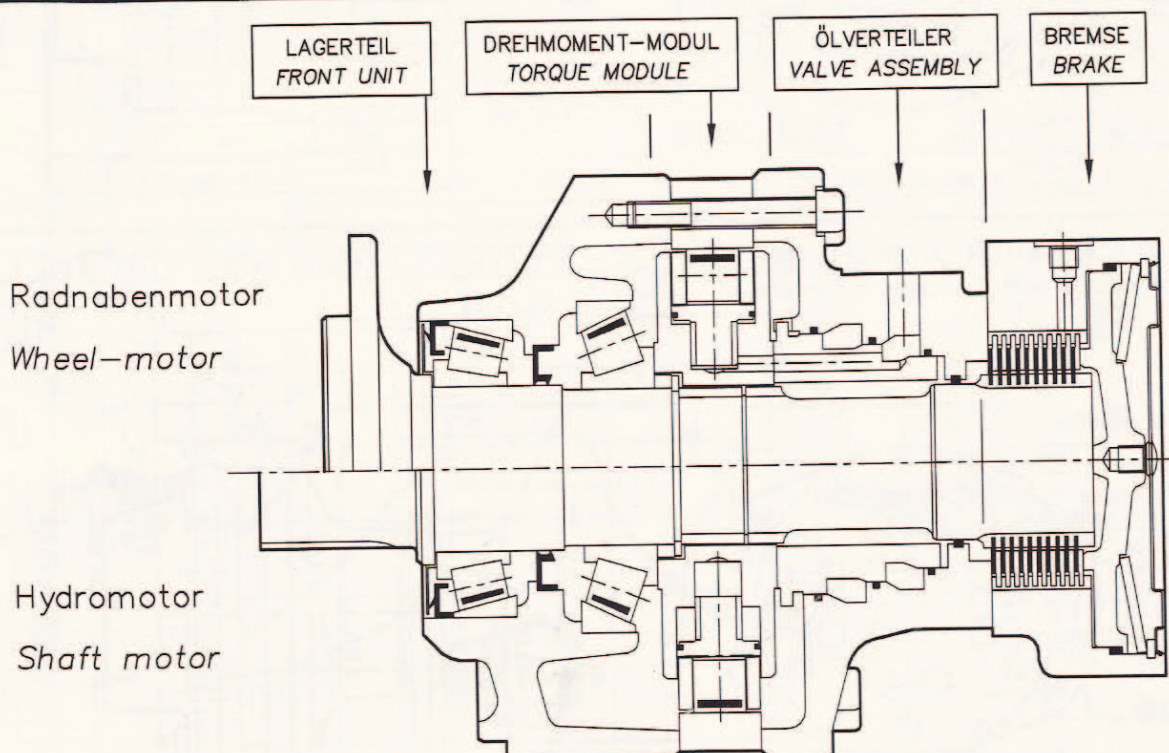
f_0 14

TECHNISCHE DATEN

TECHNICAL SPECIFICATIONS

Hydraulikmotoren
Hydraulic motors

MSE 02



		HUBRAUM-CODE / DISPLAC. CODE					
		0		1		2	
		Grosser Full displ.	Kleiner Small displ.	Grosser Full displ.	Kleiner Small displ.	Grosser Full displ.	Kleiner Small displ.
Hubraum Displacement	cm ³ /U cu.in/rev.	332 20.3	—	—	—	398 24.3	—
Theor. Drehmoment bei 100 bar	N.m	525	—	—	—	625	—
Theoretical torque at 1000 PSI	lbf.ft	265	—	—	—	315	—
Max. Leistung Maximum power	kW HP	22 29	—	—	—	22 29	—
Referenzdruck Reference pressure	bar PSI	225 3,300				225 3,300	
Max. Druck Max. pressure	bar PSI	400 5,800				400 5,800	
Max. Drehzahl Max. speed	min ⁻¹ R.P.M	200				165	

REF: DT MSE02 D
(677 777 463 V)

Ausgabe Dezember 1996
Deutsch / English

December 1996 edition
German / English

PH
POCLAIN HYDRAULICS
Certifié ISO 9001

POCLAIN HYDRAULICS . Verberie . FRANCE

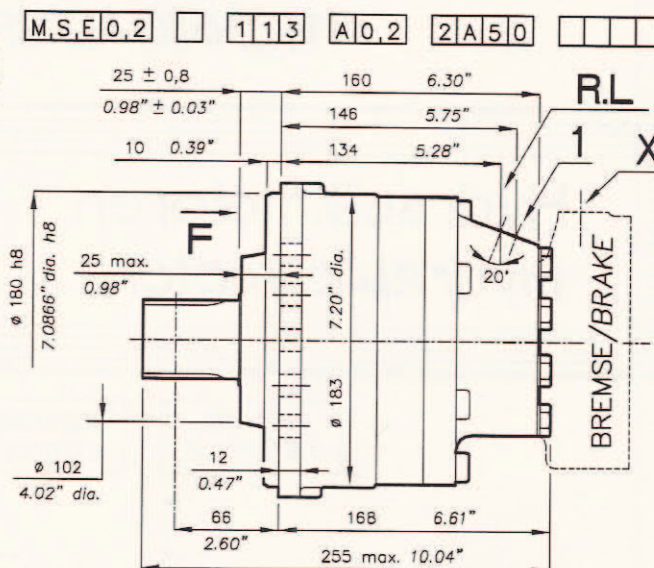
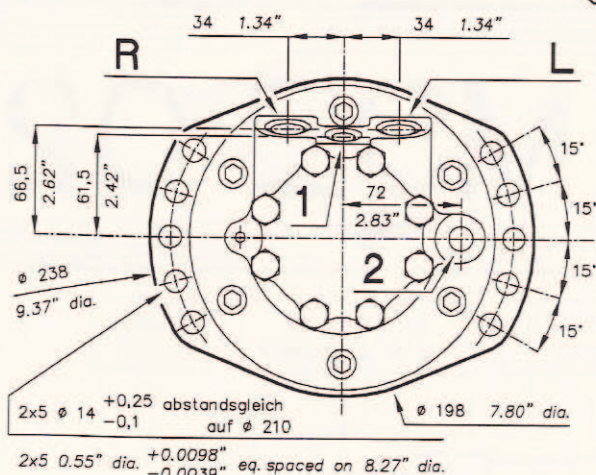
MSE 02

MSE 02 ABMESSUNGEN / DIMENSIONS

HYDROMOTOR / SHAFT MOTOR

KONSTANTER HUBRAUM / SINGLE DISPLACEMENT

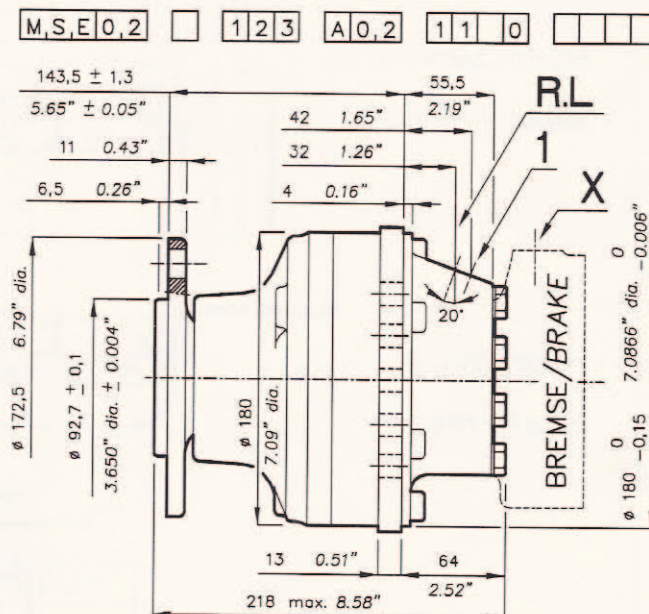
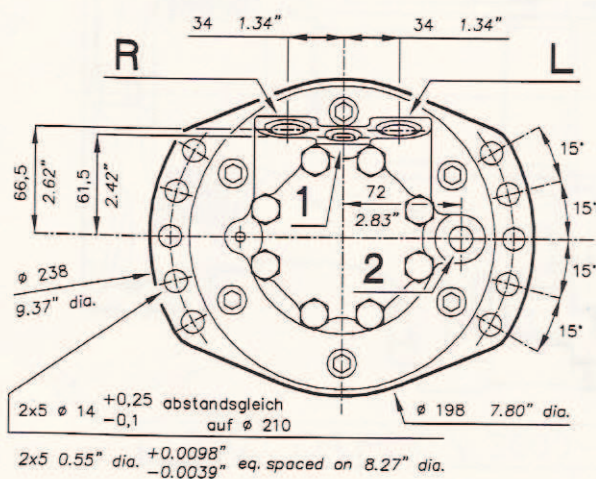
1C



RADNABENMOTOR / WHEEL-MOTOR

KONSTANTER HUBRAUM / SINGLE DISPLACEMENT

1C

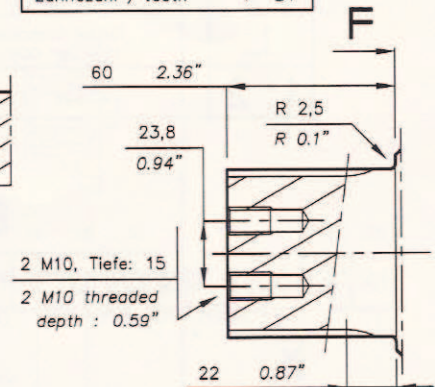
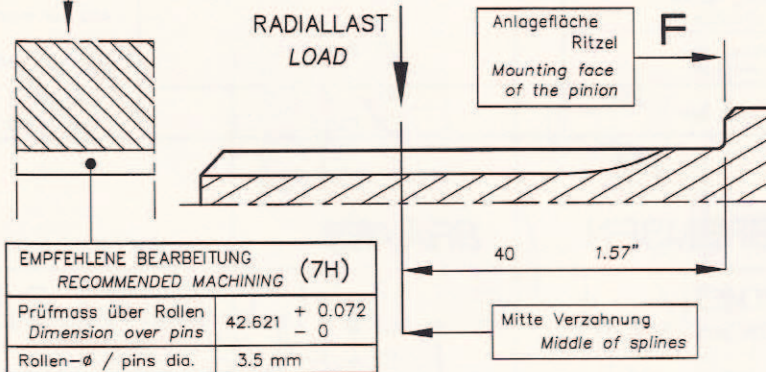


Füllmenge (3) Capacity	0,8 Liter 50 cu.in
Ohne Öl Without oil	21 kg 46 lbs

RITZEL
PINION

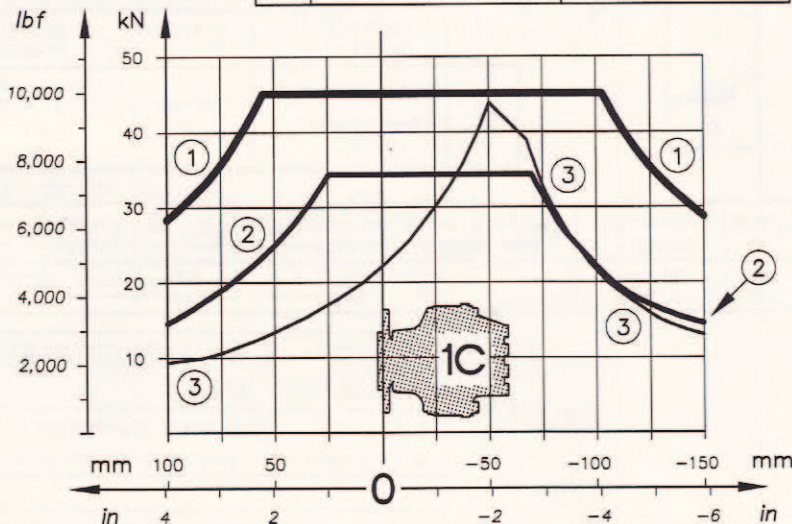
	①	②
RADIALLAST kN	45	40
LOAD lbf	10,000	8,800

VERZÄHNUNG / SPLINES	DIN 5480
Nenn- ϕ / nominal dia.	: 50
Modul / modulus	: 2
Zähnezahl / teeth	: 24



①	Statisch 0 bar
②	Dynamisch 225 bar

③	Lebensdauer B 10 : 40 Millionen Umdrehungen Druck : 125 bar (2)	B 10 Life time : 40 million revolutions Press. : 1835 PSI (2)
---	---	---



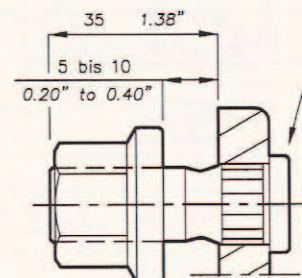
①	Static 0 PSI
②	Dynamic 3300 PSI

STANDARD BEFESTIGUNG
STANDARD FIXATION

Anzugsmoment 210 N.m
Tightening torque 155 lbf.ft



5 ϕ 18 $^{+0.1}_0$ abstandsgleich auf
 ϕ 140 für 5 Bolzen M 14 x 1,5
5 holes 0.71" dia. equally spaced
on 5.51" dia. for 5 studs M 14 x 1.5



FELGENBEFESTIGUNG
/ RIM FIXATION

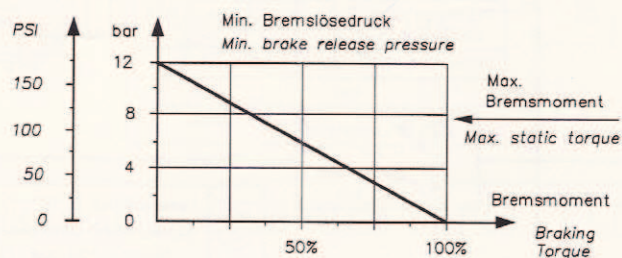
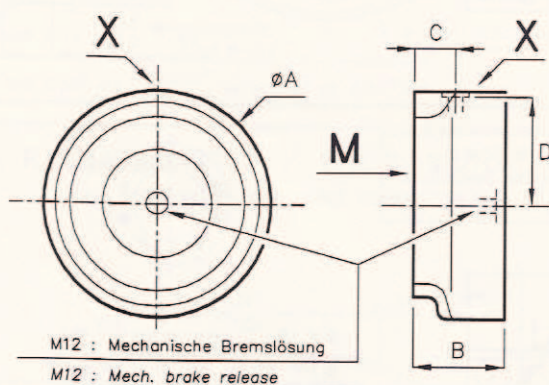


Anzugsmoment begrenzt bei 170 N.m
Tightening torque limited to 125 lbf.ft

- (1) Grosses hubraum : 332 cm³/U - Ohne axialkraft - Fluid HV 46 @ 50°C
Full displacement : 20.3 cu.in/rev. - Without axial load - HV 46 fluid @ 50°C
- (2) Mittlerer durchschnittlicher Druck
Equivalent pressure
- (3) Ohne Bremse / Without brake

	FUNKTION / FUNCTION	ANSCHLUSS / PORT	Druck Pressure
R	Zulauf Drehrichtung rechts Inlet for CW direction	21 gaz cyl. 1/2" BSPP	450 bar maxi. Max. 6500 PSI
L	Zulauf Drehrichtung links Inlet for CCW direction		
1.2	Leckage / Drain line	17 gaz cyl. 3/8" BSPP	1 bar maxi. Max. 14 PSI

BREMSSEN / BRAKES

HALTE-ODER SICHERHEITSBREMSE /
PARKING BRAKE (OR SECURITY BRAKE)

	Funktion Function	Anschluss Port	Druck Pressure
X	Bremslösung Brake release control	13 gaz cyl. 1/4" BSPP	12 bis 30 bar 175 to 435 PSI

	ØA mm A dia in	B mm in	C mm in	D mm in	Füllmenge Capacity	Ölmenge zur Bremslösung Brake release displacement	kg lbs	Bremsmoment Nm Torque lbf.ft
F04	157 6.18	63 2.48	32 1.26	80 3.15	100 cm ³ 6 cu.in	16 cm ³ 1.00 cu.in	6,5 14,5	2000 1475

BEMERKUNGEN

DIE TECHNISCHEN DATEN DER BREMSSEN, SIND GÜLTIG FÜR EINE NEUE BREMSE.
BREMSMOMENT ALS SICHERHEITSBREMSE = 0,5 VOM STATISCHEN BREMSMOMENT.
WICHTIGER HINWEIS ! BREMSE SOLL NICHT EINFAHREN.

M : ANFLANSCHFLÄCHE ZUM MOTOR.

REMARKS

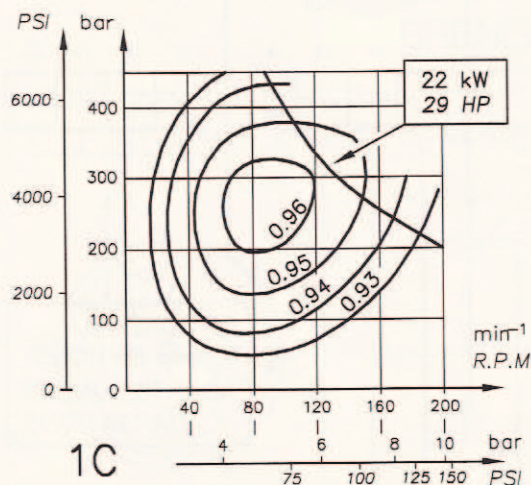
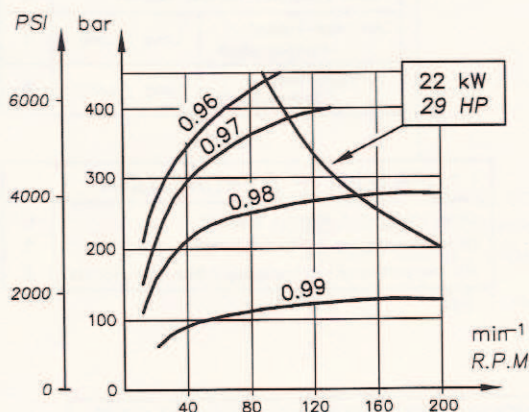
STATIC TORQUE VALUES ARE THE MINIMUM FOR A NEW BRAKE.
TORQUE IN SECURITY BRAKE = 0.5 STATIC TORQUE.
DO NOT RUN IN BECAUSE OF WEAR.

M : MOUNTING SURFACE ON THE MOTOR.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20					
M, S, E, 0, 2						1		3									0							
HUBRAUM (cm ³ /U) / DISPLAC. (cu.in/rev.)					332 / 20.3	0	1	2	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> * OPTIONEN / OPTIONS ADAPTIERUNGEN / ADAPTATIONS </div>															
398 / 24.3																								
VERTEILERTYP / TYPE OF VALVING									WELLE / SHAFT															
1C Konstanter Hubraum / Single displacement									Ohne Welle / Without shaft															
1									0															
VERTEILERGEHÄUSE / VALVING BLOCK									Flansch / Flange															
									Ohne Bolzen W/O studs															
Ohne Befestigung / Without flange									Mit Bolzen + Muttern With studs + lug nuts															
									1															
Mit Doppelflansch-Befestigung / Ear mounts									Welle / Shaft															
									Ausserververzahnung / Male splines (DIN 5480)															
2									5															
ANSCHLÜSSE / PORTS									LAGERTEIL / BEARING SUPP.															
Anschlüsse Zollgewinde / BSPP									Ohne Lagerteil / Without support															
3									0															
LAMELLENBREMSE / MULTIDISC BRAKE									Antriebs-Flansch / Flanged shaft															
									Lang / Long															
									1															
Ohne / Without									Antriebs-Welle / Splined shaft															
									Lang / Long															
									A															
Statische / Static									LAGERTEILTYP / FRONT UNIT															
									Ohne Lagerteil / Without support															
									0															
F 04									Ohne Befestigung / Without flange															
									1															
									Mit Doppelflansch-Befestigung / With ear mounts															
2																								

* SIEHE BROSCHÜRE "VARIANTEN, OPTIONEN, ADAPTIERUNGEN" (677 777 437 S)
REFER TO LEAFLET "VARIATIONS, OPTIONS, ADAPTATIONS" (677 777 436 R)

Die in diesem Dokument angegebenen Informationen
sind nur Anhaltswerte.
The information given in this document
is only indicative.

MECHANISCHER WIRKUNGSGRAD /
(NACH 100 BETRIEBSSTUNDEN)MECHANICAL EFFICIENCY
(AFTER 100 HOURS OF USE)SPEISEDRUCK / CHARGE PRESSURE
(Funktion als Pumpe / Pump mode)VOLUMETRISCHER WIRKUNGSGRAD /
(NACH 100 BETRIEBSSTUNDEN)VOLUMETRIC EFFICIENCY
(AFTER 100 HOURS OF USE)

DIESE NACH EINLAUFEN DER MOTOREN ERMITTELTEN WIRKUNGSGRADANGABEN SIND RICHTWERTE. SOLLTEN PRÄZISERE ANGABEN BENÖTIGT WERDEN, BITTE RÜCKFRAGEN.

THESE VALUES OF EFFICIENCY AFTER RUNNING IN ARE GIVEN AS INDICATION. FOR FURTHER INFORMATION, PLEASE CONSULT US.

TRÄGHEITSMOMENT / INERTIA

$$I = M_p^2 = 0.01 \text{ kg.m}^2$$

REFERENZDRUCK

DIE HYDROBASEN UNSERER MOTORE SIND FÜR EINE LEBENSDAUER GLEICHER GRÖSSENORDNUNG BEI GLEICHEM REFERENZDRUCK AUSLEGTE. ES EXISTIEREN 3 REFERENZDRÜCKKLASSEN: 175, 225 und 275 bar.

REFERENCE PRESSURE

THE HYDROBASES OF OUR MOTORS HAVE A LIFE TIME OF THE SAME ORDER A IDENTICAL REFERENCE PRESSURE WE DEFINED THREE CLASSES OF REFERENCE PRESSURE: 175, 225 and 275 bar.

BEMERKUNGEN

- ZAHLENGABEN MIT MAX. TOLERANZEN.
- DREHRICHTUNG MIT BLICK AUF WELLENENDE.
- EINBAUZEICHNUNG IN BELIEBIGEM MASSTAB AUF ANFRAGE MÖGLICH.
- OPTIONEN: SCHWER-/NICHTENFLAMMBARE FLÜSSIGKEITEN [1], DREHZAHLFÜHLER [2].
- EINBAU, INBETRIEBNAHME, SERVICE: SIEHE BROSCHÜRE : 677 777 588 G
- VISKOSITÄT:

MINIMUM	OPTIMUM	MAXIMUM
9 cSt	20 - 50 cSt	2000 cSt
- UMGEBUNGSTEMPERATUR: -20°C BIS +50°C
- ÖLTEMPERATUR: -20°C BIS +80°C
- ÖLVerschmutzung: KLEINER ALS KLASSE 9 DER NAS 1638 (18/13 DER ISO 4406)
- SPEZIELLE ARBEITS BEDINGUNGEN, INSBESONDERE AXIALLAST, HUBRAUM, FLUID, BITTE RÜCKFRAGEN.

REMARKS

- THE FIGURES USED ARE WITH MAXIMUM TOLERANCES.
- DIRECTION OF ROTATION: SEEN FROM SHAFT END.
- WE CAN PROVIDE, ON REQUEST, MOTOR DRAWING AT ANY SCALE.
- OPTIONS: NON-FLAMMABLE FLUIDS [1], SPEED SENSOR [2],
- FOR INSTALLATION, START-UP, ROUTINE CARE OR MAINTENANCE REFER TO LEAFLET: 677 777 587 F
- OIL VISCOSITY:

MINIMUM	OPTIMUM	MAXIMUM
9 cSt	20 TO 50 cSt	2,000 cSt
- AMBIENT TEMPERATURE: -4°F TO +122°F
- OIL TEMPERATURE: -4°F TO +176°F
- OIL POLLUTION: SMALLER TO CLASS 9 OF NAS 1638 (18/13 OF ISO 4406)
- SPECIFIC CONDITIONS OF OPERATION, NOTABLY AXIAL LOAD, DISPLACEMENT, FLUID, PLEASE CONSULT US.

MIT DEM ZIEL DEN BESTEN SERVICE ZU BIETEN EMPFEHLEN WIR UNSEREN KUNDEN JEDEN ANWENDUNGSFALL VON POCLAIN HYDRAULICS ÜBERPRÜFEN ZU LASSEN.

IN ORDER TO OFFER THE BEST QUALITY SERVICE POCLAIN HYDRAULICS RECOMMENDS ITS CUSTOMERS TO HAVE APPLICATIONS APPROVED BY ITS DEPARTMENTS

TECHNICAL SPECIFICATIONS

Hydraulic motors

Hydraulic motors

MSE 02

Technical specifications

Hydraulic motors

Hydraulic motors

Hydraulic motors

Technical specifications

PH
POCLAIN HYDRAULICS

Certifié ISO 9001

POCLAIN HYDRAULICS S.A.

BP 106

60411 Verberie Cedex FRANCE

Tel 03.44.40.77.77

Telefax 03.44.40.77.99

Telex 140043

Im Interesse des technischen Fortschritts behält sich POCLAIN HYDRAULICS das Recht vor, Änderungen ohne vorherige Ankündigung vorzunehmen.

In order to improve its products, POCLAIN HYDRAULICS reserves the right to modify the specifications of all products described without advanced notice.